

Anton FRIK

KINTAMO KONTŪRO TŪRIO ŠILUMOS SIURBLIO VEIKIMO REŽIMŲ TYRIMAS MECHANINIO VĖDINIMO SISTEMOJE

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
MECHANIKOS INŽINERIJA (T 009)

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Anton FRIK

KINTAMO KONTŪRO TŪRIO ŠILUMOS
SIURBLIO VEIKIMO REŽIMŲ TYRIMAS
MECHANINIO VĖDINIMO SISTEMOJE

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
MECHANIKOS INŽINERIJA (T 009)

Vilnius, 2025

Disertacija rengta 2019–2025 m. Vilniaus Gedimino technikos universitete.

Vadovai:

prof. habil. dr. Vytautas MARTINAITIS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos inžinerija – T 009) (2019–2022),

doc. dr. Juozas BIELSKUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos inžinerija – T 009) (2022–2025)

Vilniaus Gedimino technikos universiteto Mechanikos inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

Pirmininkas

doc. dr. Jonas MATIJOŠIUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos inžinerija – T 009).

Nariai:

doc. dr. Sergejus BORODINAS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos inžinerija – T 009),

dr. Rolandas JONYNAS (Kauno technologijos universitetas, Energetika ir termoinžinerija – T 006),

prof. dr. Artūras KILIKEVIČIUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Mechanikos inžinerija – T 009),

prof. dr. Mehmet Ziya SOGUT (Piri Reis universitetas, Turkija, Mechanikos inžinerija – T 009).

Disertacija bus ginama viešame Mechanikos inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje **2025 m. birželio 11 d. 10 val.** Vilniaus Gedimino technikos universiteto *Aula Doctoralis* posėdžių salėje.

Adresas: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lietuva.

Tel. (0 5) 274 4956; faksas (0 5) 270 0112; el. paštas *doktor@vilniustech.lt*

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti 2025 m. gegužės 9 d.

Disertaciją galima peržiūrėti Vilniaus Gedimino technikos universiteto talpykloje *<http://etalpykla.vilniustech.lt>* ir Vilniaus Gedimino technikos universiteto bibliotekoje (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lietuva).

Vilniaus Gedimino technikos universiteto 2025-034-M mokslo literatūros knyga

<https://doi.org/10.20334/2025-034-M>

© Vilniaus Gedimino technikos universitetas, 2025

© Anton Frik, 2025

anton.frik@vilniustech.lt

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Anton FRIK

INVESTIGATION OF OPERATING MODES OF A VARIABLE CIRCUIT VOLUME HEAT PUMP IN A MECHANICAL VENTILATION SYSTEM

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
MECHANICAL ENGINEERING (T 009)

Vilnius, 2025

The doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2019–2025.

Supervisors:

Prof. Dr Habil. Vytautas MARTINAITIS (Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering – T 009) (2019–2022),

Assoc. Prof. Dr Juozas BIELSKUS (Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering – T 009) (2022–2025).

The Dissertation Defence Council of the Scientific Field of Mechanical Engineering of Vilnius Gediminas Technical University:

Chairman

Assoc. Prof. Dr Jonas MATIJOŠIUS (Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering – T 009).

Members:

Assoc. Prof. Dr Sergejus BORODINAS (Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering – T 009),

Dr Rolandas JONYNAS (Kaunas University of Technology, Energetics and Power Engineering – T 006),

Prof. Dr Artūras KILIKEVIČIUS (Vilnius Gediminas Technical University, Mechanical Engineering – T 009),

Prof. Dr Mehmet Ziya SOGUT (Piri Reis University, Turkey, Mechanical Engineering – T 009).

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defence Council of the Scientific Field of Mechanical Engineering in the *Aula Doctoralis* Meeting Hall of Vilnius Gediminas Technical University at **10 a.m. on 11 June 2025**.

Address: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lithuania.

Tel.: +370 5 274 4956; fax +370 5 270 0112; e-mail: doktor@vilniustech.lt

A notification on the intended defence of the dissertation was sent on 9 May 2025. A copy of the doctoral dissertation is available for review at the Vilnius Gediminas Technical University repository <http://etalpykla.vilniustech.lt> and the Library of Vilnius Gediminas Technical University (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lithuania).

Reziumė

Disertacijoje, taikant analitinius, eksperimentinius tyrimus ir skaitinį modeliavimą, tiriamas šilumos siurblio, integruoto į mechaninio vėdinimo sistemą, termodinaminis veikimo ciklas ir jo parametrų valdymas. Siekiama ištirti, kaip, keičiant šilumos siurblio kontūro tūrį, galima pagerinti sistemos efektyvumą, esant kintančioms lauko oro sąlygoms. Pagrindinis disertacijos tikslas – sukurti valdymo priemonę, leidžiančią padidinti šilumos siurblio sezoninio veikimo efektyvumą pastato vėdinimo sistemoje.

Disertacijoje sprendžiami keli pagrindiniai uždaviniai: parengiamas analitinis termodinaminis modelis ir atliekama parametrinė analizė; sukonstruojamas eksperimentinis standas ir atliekami skirtingų veikimo režimų tyrimai; sukuriami šilumos siurblio kontūro tūrio keitimo priemonė ir vertinamas jos poveikis sistemos parametrams bei sezoniniam efektyvumui.

Disertaciją sudaro įvadas, trys skyriai, bendrosios išvados, naudotos literatūros ir autoriaus publikacijų disertacijos tema sąrašai ir du priedai.

Įvadiniamame skyriuje aptariama tiriamoji problema, darbo aktualumas, aprašomas tyrimų objektas, formuluojami darbo tikslas ir uždaviniai, aprašoma tyrimų metodika, darbo mokslinis naujumas, darbo rezultatų praktinė reikšmė, ginamieji teiginiai. Įvado pabaigoje pateikiamos disertacijos tema autoriaus paskelbtos publikacijos ir pranešimai konferencijose bei apibūdinama disertacijos struktūra.

Pirmajame skyriuje pateikiama literatūros apžvalga, kuri apima šilumos siurblių taikymą vėdinimo sistemose, jų valdymo principus ir technologinius sprendimus. Remiantis apžvalga, identifikuojamos tyrimų kryptys, tikslinami disertacijos uždaviniai.

Antrajame skyriuje pateikta taikyta tyrimų metodika, eksperimentinio stendo sudarymas, atliktų bandymų eiga. Taip pat pateikiamas šilumos siurblio skaitinio modelio veikimo algoritmas ir sezoninio efektyvumo vertinimo principai.

Trečiajame skyriuje pateikti analitinių, eksperimentinių ir skaitinio modeliavimo tyrimų rezultatai. Vertinamas kontūro tūrio keitimo poveikis šilumos siurblio veikimui ir efektyvumui skirtingomis eksploatavimo sąlygomis, taip pat pateiktas palyginamasis šilumos siurblio veikimo skirtingo klimato Europos regionuose tyrimas.

Disertacijos tema paskelbtos devynios mokslinės publikacijos, iš kurių dvi – recenzuojamuose mokslo žurnaluose, turinčiuose cituojamumo rodiklį *Web of Science* duomenų bazėse. Disertacijos rezultatai pristatyti keturiose tarptautinėse mokslinėse konferencijose Lietuvoje ir užsienyje.

Abstract

The dissertation investigates the thermodynamic operating cycle and parameter control of a heat pump integrated into a mechanical ventilation system through analytical, experimental research, and numerical modelling. The research explores how variations in the heat pump circuit volume influence system efficiency under changing outdoor air conditions. The primary aim is to develop a control method to enhance the seasonal operating efficiency of a heat pump integrated into a building ventilation system.

The dissertation addresses several key objectives: developing an analytical thermodynamic model and performing parametric analysis; designing and constructing an experimental test bench, followed by experimental investigations under various operating conditions; creating a mechanism for adjusting the heat pump circuit volume and evaluating its impact on system parameters and seasonal efficiency.

The dissertation consists of an introduction, three chapters, general conclusions, references, the author's publications on the topic, and two appendices.

The introduction discusses the research problem and relevance, describes the object of investigation, formulates the aim and specific objectives, outlines the methodology, highlights the scientific novelty and practical significance, and presents defendable statements. It concludes with an overview of the author's publications and conference presentations related to the topic, and a description of the dissertation structure.

The First Chapter provides a literature review on heat pump applications in ventilation systems, their control principles, and technological solutions. It identifies key research directions and refines objectives.

The Second Chapter describes the research methodology, the design of the experimental setup, and the procedure for conducting the tests. Additionally, the chapter outlines the operating algorithm of the numerical heat pump model and seasonal efficiency evaluation principles.

The Third Chapter presents the results of analytical, experimental, and numerical modelling studies. It evaluates the impact of circuit volume adjustment on the performance and efficiency of the heat pump under varying operating conditions and provides a comparative analysis of heat pump operation in European regions with different climates.

Nine scientific publications related to the dissertation have been published, including two in peer-reviewed journals indexed in *Web of Science* with citation indices. The results have been presented at four international scientific conferences in Lithuania and abroad.

Žymėjimai

Simboliai

A – šilumos mainų plotas (angl. *heat transfer area*);

COP – veiksmingumo koeficientas (angl. *coefficient of performance*);

F^0 – susiaurėjusios dalies skerspjūvio plotas (angl. *cross-sectional area of the narrowed section*);

f – dažnis (angl. *frequency*);

h – entalpija (angl. *enthalpy*);

k – šilumos perdavimo koeficientas (angl. *heat transfer coefficient*);

k' – adiabatės rodiklis (angl. *adiabatic index*);

$\dot{M}$ – masės debitas (angl. *mass flow rate*);

N – sūkių dažnis (angl. *rotational speed*);

P – slėgis (angl. *pressure*);

$\dot{Q}$ – šilumos srautas (angl. *heat flow*);

s – entropija (angl. *entropy*);

$SCOP$ – sezoninis veiksmingumo koeficientas (angl. *seasonal coefficient of performance*);

T – temperatūra (angl. *temperature*);

$\dot{W}$ – galia (angl. *power*);

V – tūris (angl. *volume*);

ΔT – temperatūros skirtumas (angl. *temperature difference*);

ε_T – šilumogražio temperatūrinis efektyvumas (angl. *thermal efficiency of the heat exchanger*);

ε_{iC} – kompresoriaus izoentropinis koeficientas (angl. *isentropic efficiency of the compressor*);

η – naudingumo koeficientas (angl. *efficiency ratio*);

ρ – tankis (angl. *density*).

Santrumpos

DPTPI – daugiapakopis tūrio pokyčio įtaisas (angl. *multi-stage volume expansion device*);

DRL – giluminis stiprinamasis mokymasis (angl. *Deep Reinforcement Learning*);

ES – Europos Sąjunga (angl. *European Union*);

FLC – neaiškiosios logikos valdymas (angl. *Fuzzy Logic Control*);

GR – garintuvas (angl. *evaporator*);

IŠV – išsiplėtimo vožtuvas (angl. *expansion valve*);

KM – kompresorius (angl. *compressor*);

KN – kondensatorius (angl. *condenser*);

MPC – modelių pagrįstas prognozuojamasis valdymas (angl. *Model Predictive Control*);

OPĮ – oro paruošimo įrenginys (angl. *air handling unit*);

PID – proporcingasis integralinis-diferencialinis valdymas (angl. *Proportional-Integral-Derivative control*);

PI – proporcingasis integralinis valdymas (angl. *Proportional-Integral control*);

PLC – programuojamasis loginis valdiklis (angl. *Programmable Logic Controller*);

ŠS – šilumos siurblys (angl. *heat pump*);

ŠVOK – šildymo, vėdinimo ir oro kondicionavimo sistema (angl. *heating, ventilation and air conditioning system*);

SPF – sezoninis efektyvumo rodiklis (angl. *Seasonal Performance Factor*);

V0, V1, V2, V3 – skirtingi šilumos siurblio kontūro tūriai (angl. *different circuit volumes of the heat pump*).

Turinys

IVADAS	1
Problemos formulavimas.....	1
Darbo aktualumas.....	2
Tyrimų objektas	3
Darbo tikslas.....	3
Darbo uždaviniai	3
Tyrimų metodika.....	3
Darbo mokslinis naujumas	4
Darbo rezultatų praktinė reikšmė	4
Ginamieji teiginiai.....	5
Darbo rezultatų aprobavimas.....	5
Disertacijos struktūra.....	6
1. ŠILUMOS SIURBLIŲ VĖDINIMO SISTEMOSE VEIKIMO PRINCIPŲ IR VALDYMO METODŲ APŽVALGA	7
1.1. Pastatų vėdinimo sistemų, oro paruošimo įrenginių plėtros ir tyrimų tendencijos	8
1.2. Šilumos siurblių vėdinimo sistemose	9
1.3. Šilumos siurblio veikimo ciklo teoriniai pagrindai	16
1.3.1. Šilumos siurblio komponentai ir veikimo ciklas.....	16

1.3.2. Realiojo šilumos siurblio ciklo savybės	20
1.4. Šilumos siurblio valdymas	22
1.4.1. Šilumos siurblio ciklo valdymo priemonės	22
1.4.2. Šilumos siurblio valdymo algoritmai	24
1.5. Šilumos siurblio veikimo ciklo tobulinimo tyrimai.....	27
1.6. Eksperimentinių šilumos siurblių stendų apžvalga ir pagrindiniai reikalavimai	33
1.6.1. Eksperimentiniai šilumos siurblių stendai literatūroje	33
1.6.2. Reikalavimai oro paruošimo įrenginio eksperimentinio šilumos siurblio stendui.....	36
1.7. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas.....	40
 2. ŠILUMOS SIURBLIO VĖDINIMO SISTEMOJE VEIKIMO REŽIMŲ ANALITINIŲ IR EKSPERIMENTINIŲ TYRIMŲ METODIKA	43
2.1. Vėdinimo sistemos šilumos siurblio ir jo veikimo ciklo termodinaminės analizės metodika.....	43
2.2. Eksperimentinis stendas ir priemonės	51
2.2.1. Eksperimentinis bandymų stendas	51
2.2.2. Daugiapakopis tūrio praplėtimo įrenginys	55
2.2.3. Matavimo įranga	56
2.3. Eksperimentinių bandymų eiga	66
2.4. Eksperimentinių duomenų polinominiai modeliai ir paviršinės priklausomybės	67
2.5. Šilumos siurblio dinaminio veikimo modelio skaičiavimo ir optimizavimo algoritmas.....	69
2.6. Klimato duomenys ir šilumos siurblio sezoninio naudingumo koeficiento tyrimas	74
2.6.1. Klimatiniai duomenys.....	74
2.6.2. Šilumos siurblio veikimas ir valdymas	76
2.6.3. Sezoninio naudingumo koeficiento skaičiavimas	76
2.7. Antrojo skyriaus išvados	77
 3. ŠILUMOS SIURBLIO VĖDINIMO SISTEMOJE VEIKIMO REŽIMŲ ANALITINIŲ IR EKSPERIMENTINIŲ TYRIMŲ REZULTATAI	79
3.1. Parametrinės termodinaminės analizės rezultatai, šilumos siurblio veikimo ciklo ir lauko oro parametrų analitinės priklausomybės	80
3.2. Kintamo kontūro tūrio šilumos siurblio vėdinimo sistemoje eksperimentiniai tyrimai ir veikimo charakteristikų analizė	86
3.2.1. Bendrosios kintamo kontūro tūrio šilumos siurblio veikimo charakteristikos	86
3.2.2. Šilumos siurblio kontūro tūrio pokyčio įtaka veikimo parametrams	90
3.3. Šilumos siurblių sezoninio veiksmingumo gerinimas, taikant kintamo tūrio valdymą oro paruošimo įrenginiuose: lyginamasis tyrimas Europos regionuose	97

3.3.1. Eksperimentinių duomenų polinominiai modeliai ir paviršinės priklausomybės	98
3.3.2. Šilumos siurblio veikimo modeliavimo rezultatai.....	101
3.4. Trečiojo skyriaus išvados	112
BENDROSIOS IŠVADOS	115
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI.....	117
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS.	127
SUMMARY IN ENGLISH.....	129

Contents

INTRODUCTION	1
Formulation of the problem.....	1
Relevance of the dissertation.....	2
Object of research.....	3
Aim of the dissertation	3
Tasks of the dissertation.....	3
Research methodology	3
Scientific novelty of the dissertation	4
Practical value of the research findings.....	4
Defended statements	5
Approval of the research findings	5
Structure of the dissertation.....	6
 1. REVIEW OF OPERATING PRINCIPLES AND CONTROL METHODS OF HEAT PUMPS IN VENTILATION SYSTEMS	 7
1.1. Trends in the development and research of ventilation systems and air handling units.....	 8
1.2. Heat pumps in ventilation systems	9
1.3. Theoretical fundamentals of the heat pump cycle	16
1.3.1. Components and operation cycle of a heat pump.....	16
1.3.2. Characteristics of the real heat pump cycle.....	20
1.4. Heat pump control.....	22

1.4.1. Control measures for the heat pump cycle	22
1.4.2. Control algorithms of the heat pump.....	24
1.5. Research on improving the heat pump operating cycle.....	27
1.6. Review of experimental heat pump test benches and main requirement.....	33
1.6.1. Experimental heat pump test benches in literature.....	33
1.6.2. Requirements for an experimental air handling unit with integrated heat pump.....	36
1.7. Conclusions of the First Chapter and formulation of the dissertation tasks	40
 2. METHODOLOGY OF ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT PUMP OPERATING MODES IN A VENTILATION SYSTEM.....	43
2.1. Methodology of thermodynamic analysis of the ventilation system heat pump and its cycle	43
2.2. Experimental setup and tools	51
2.2.1. Experimental test bench	51
2.2.2. Multi-stage volume expansion device.....	55
2.2.3. Measurement equipment	56
2.3. Procedure of experimental testing	66
2.4. Polynomial models and surface dependencies of experimental data	67
2.5. Algorithm for the calculation and optimization of the dynamic operation model of the heat pump.....	69
2.6. Climate data and seasonal performance factor evaluation.....	74
2.6.1 Climate data	74
2.6.2 Operation and control of the heat pump.....	76
2.6.3 Calculation of seasonal coefficient of performance	76
2.7. Conclusions of the Second Chapter.....	77
 3. RESULTS OF ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT PUMP OPERATING MODES IN A VENTILATION SYSTEM	79
3.1. Results of parametric thermodynamic analysis and analytical dependencies between the cycle and outdoor air parameters.....	80
3.2. Experimental investigation of a variable volume heat pump in a ventilation system and analysis of its performance characteristics	86
3.2.1. General operating characteristics of a variable volume heat pump	86
3.2.2. Effect of circuit volume changes on operating parameters	90
3.3. Improving seasonal efficiency using variable volume control in air handling units: a comparative study in European regions.....	97
3.3.1. Polynomial models and surface dependencies of experimental data	98
3.3.2. Modelling results of heat pump operation.....	101
3.4. Conclusions of the Third Chapter.....	112
 GENERAL CONCLUSIONS	115
 REFERENCES	117

LIST OF SCIENTIFIC PUBLICATIONS BY THE AUTHOR ON THE TOPIC OF THE DISSERTATION	127
SUMMARY IN ENGLISH.....	129

Išvadas

Problemos formulavimas

Nors dauguma šalių įgyvendina pastatų energinio naudingumo gerinimo politiką, vidutinis energijos suvartojimas vienam asmeniui pastatų sektoriuje nuo 1990 m. praktiškai nesikeičia (International Energy Agency, 2024b). Pažanga nebuvo tokia greita, kad būtų galima kompensuoti grindų ploto augimą (3 % per metus) ir didėjančią energijos poreikį pastatuose, kur daugiausia jos sunaudoja šildymo, vėdinimo ir oro kondicionavimo (ŠVOK) sistemos. Šios sistemos sunaudoja pusę Europos Sąjungoje (ES) suvartojamos energijos, kurios daug iššvaistoma dėl neefektyvaus vartojimo (European Commission, 2016).

Naujų pastatų šilumos energijos poreikis pastebimai mažėja, įgyvendinant pastato atitvarų šilumos perdavimo mažinimo priemones pagal Pastatų energinio naudingumo direktyvą (PENDING) (European Parliament and of the Council, 2010). Būtent tada vėdinimas ir oro kondicionavimas tampa vyraujančiomis pastatų energiją vartojančiomis sistemomis. Greita to, augant biurų skaičiui Lietuvoje ir pasaulyje, energijos suvartojimas tik didėja. Maždaug ketvirtadalį energijos suvartojimo pastatų sektoriuje galima priskirti biurų pastatams, kuriuose daugiau kaip 70 % galutinės energijos sunaudojama ŠVOK sistemoms (Schlomann & Kleeberger, 2015). ŠVOK sistemos kartu su naujomis medžiagomis, naujomis stebėjimo

ir automatinio valdymo technologijomis, jų naujais algoritmais rodo sparčiai augantį suinteresuotumą siekti aukštesnio energijos vartojimo efektyvumo (Jouhara & Yang, 2018). Todėl būtent ŠVOK sistemoms reikia naujų pažangių technologinių sprendimų, galinčių palaikyti tinkamą oro kokybę patalpose ir tam efektyviai naudoti energiją, esant nuolat kintančiai aplinkos oro temperatūrai.

Darbo aktualumas

ES ir Lietuvos energetikos sektoriaus pagrindiniai tikslai yra mažinti energijos vartojimą ir šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisiją, didinti atsinaujinančiųjų energijos išteklių dalį ir energijos vartojimo efektyvumą. Pirminė atsinaujinančiųjų šaltinių energija (pvz., vėjo energija, vandens potencinė energija) dažniausiai yra transformuojama į elektrą (International Energy Agency, 2024a). Kadangi šilumos siurblio darbui dažniausiai reikalinga elektra, jis tampa potencialiu šiluminės energijos generatoriumi ŠVOK sistemose, gebančiu prisidėti prie energijos vartojimo efektyvumo didinimo problemos sprendimo pastatų sektoriuje. Šilumos siurblių naudojimas pastato šildymo sistemoms nėra naujovė, bet jų pritaikymas vėdinimo sistemoms yra mažiau paplitęs. Pastaraisiais metais padėtis keičiasi, vis daugiau vėdinimo įrangos gamintojų (pvz., FläktGroup, Mandik, Komfovent, VENTS) pristato vėdinimo įrenginių su integruotais šilumos siurbliais.

Vienas iš kriterijų, mažinant energijos poreikius pastatuose, modernizuojant jų ŠVOK sistemas, yra tų sistemų sezoninis veiksmingumas. Šiuo atveju jų integralus viso naudojimo laikotarpio (pvz., šildymo sezono) veiksmingumas priklauso tiek nuo aukštų nominalių, momentinių efektyvumo rodiklių, tiek nuo galimybių juos tokiais išlaikyti plačiame energijos poreikio kitimo diapazone (Panteli et al., 2015). Ilgiausią sezono dalį užima ilgalaikė vidutinė (tik keletą ar keliolika laipsnių žemesnė nei patalpos) ir nuolat kintanti aplinkos oro temperatūra. Tai lemia šilumos siurblio sezoninio veiksmingumo koeficiento $COP_{ss\ SEZ}$ lygį.

Tačiau šilumos siurblių, integruotų į vėdinimo įrenginius, lauko oro parametrų veikimo diapazonas dažnai yra ribotas. Vėdinimo įrenginys turi veikti plačiame temperatūrų kitimo diapazone, o šilumos siurblio galia ir valdymo režimai gali būti nepritaikyti dideliems svyravimams. Todėl veikimo režimas, užtikrinantis reikaujamą tiekiamo oro temperatūrą, ne visada yra efektyvus.

Būtent todėl verta ieškoti naujų reguliavimo būdų, leidžiančių praplėsti šilumos siurblio termodinaminio ciklo valdymo galimybes ir pagerinti jo sezoninio efektyvumo rodiklius. Tam reikalingos naujos žinios, atskleidžiančios galimybes sukurti efektyvesnius produktus, tiesiogiai prisidedančius prie energijos vartojimo efektyvumo didinimo.

Tyrimų objektas

Darbo tyrimų objektas – kintamo kontūro tūrio šilumos siurblys, integruotas į mechaninę vėdinimo sistemą.

Darbo tikslas

Šio darbo tikslas – ištirti šilumos siurblio veikimo ciklo parametrus mechaninio vėdinimo sistemoje ir pasiūlyti jo valdymo priemonę, leidžiančią padidinti sezoniško veikimo efektyvumą.

Darbo uždaviniai

Darbo tikslui pasiekti darbe reikia spręsti šiuos uždavinius:

1. Remiantis mokslinių tyrimų analize, parengti šilumos siurblio, integruoto į mechaninę vėdinimo sistemą, tyrimų metodiką.
2. Parengti oro paruošimo įrenginio šilumos siurblio analitinį termodinaminį modelį ir atlikti parametrinę analizę, siekiant nustatyti būdingųjų įrenginio veikimo parametrų priklausomybes nuo kintančios aplinkos oro temperatūros.
3. Parengti šilumos siurblio, veikiančio vėdinimo sistemoje, eksperimentinį standą, sukurti ir integruoti papildomą valdymo priemonę, leidžiančią keisti kontūro tūrį ir atlikti eksperimentinius tyrimus, įvertinant įvairių valdymo priemonių įtaką šilumos siurblio termodinaminio veikimo ciklo parametrams.
4. Nustatyti oro paruošimo įrenginio šilumos siurblio valdymo tradicinėmis priemonėmis ir inovatyviu kontūro tūrio keitimo įrenginiu įtaką jo sezoniško veikimo efektyvumo rodikliams.

Tyrimų metodika

Šiame darbe naudoti analitiniai, eksperimentiniai ir matematinio modeliavimo metodai. Sukurtas oro paruošimo įrenginio šilumos siurblio analitinis termodinaminis modelis, leidžiantis atlikti parametrinę analizę ir įvertinti veikimo parametrų priklausomybes nuo kintančių aplinkos sąlygų. Eksperimentiniuose tyrimuose buvo naudojamas specialiai sukurtas šilumos siurblio, integruoto į

vėdinimo sistemą, eksperimentinis stendas. Tyrimų metu analizuoti skirtingi veikimo režimai, siekiant įvertinti tradicinių valdymo priemonių efektyvumą. Taip pat eksperimentiškai patikrintas inovatyvios valdymo priemonės prototipas. Remiantis gautais eksperimentiniais duomenimis, naudojant *MATLAB* programinę įrangą atliktas matematinis modeliavimas, siekiant įvertinti siūlomų sprendimų poveikį šilumos siurblio veikimo efektyvumui ir sezoniniams rodikliams.

Darbo mokslinis naujumas

Rengiant disertaciją, buvo gauti šie mechanikos inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Sukurtas analitinis termodinaminis modelis, leidžiantis įvertinti šilumos siurblio veikimo ciklo parametrų priklausomybes nuo aplinkos sąlygų ir vėdinimo sistemos poreikių.
2. Pasiūlytas inovatyvios šilumos siurblio valdymo priemonės prototipas, integruojantis aktyvaus kontūro tūrio keitimo galimybę, atlikta šilumos siurblio kontūro tūrio keitimo analizė – eksperimentiniu būdu įvertinta jo įtaka veikimo parametrams ir bendram šilumos siurblio sistemos efektyvumui.
3. Sukurtas šilumos siurblio matematinis sezoninio efektyvumo vertinimo modelis, grindžiamas eksperimentinių tyrimų rezultatais, kurio algoritmas leidžia įvertinti jo veikimo efektyvumo pokyčius įvairiomis eksploataavimo sąlygomis.

Darbo rezultatų praktinė reikšmė

Pritaikytas analitinis termodinaminis modelis būtų naudingas projektuojant ir gaminant vėdinimo sistemas su integruotais šilumos siurbliais, leidžiant įvertinti jų veikimo parametrus ir charakteristikas.

Nustatyta šilumos siurblio aktyvaus kontūro tūrio keitimo įtaka veikimo ciklo parametrams ir sukurtas prototipas gali tapti pagrindu tolesniems tyrimams, susijusiems su šilumos siurblių veikimo ciklų valdymo tobulinimu.

Matematinis sezoninio efektyvumo vertinimo modelis gali būti taikomas šilumos siurblių efektyvumui vertinti įvairiomis klimato sąlygomis. Šis modelis gali būti naudingas projektuojant ir modeliuojant sistemas, atliekant energetinius auditus ir vykdant mokslinius tyrimus.

Ginamieji teiginiai

1. Šilumos siurblio aktyvaus kontūro tūrio keitimas turi reikšmingą įtaką veikimo ciklo parametrams, o šis poveikis gali būti panaudotas valdymo galimybėms tobulinti.
2. Pasiūlytas ir eksperimentiškai patikrintas šilumos siurblio valdymo priemonės prototipas, leidžiantis aktyvaus kontūro tūrio keitimą, padidina sistemos valdymo lankstumą ir efektyvumą kintančiomis eksploatavimo sąlygomis.
3. Taikant sukurta matematinį sezoninio efektyvumo vertinimo modelį, pagrįstą eksperimentinių duomenų polinominėmis priklausomybėmis ir optimizavimo algoritmu, galima kiekvienai išorinės oro temperatūros reikšmei nustatyti optimalius šilumos siurblio valdymo parametrus, leidžiančius pasiekti reikiamą šildymo galią ir maksimalų veiksmingumo koeficientą.

Darbo rezultatų apibavimas

Disertacijos tema paskelbtos devynios mokslinės publikacijos:

- du straipsniai publikuoti *Web of Science* duomenų bazės leidiniuose, turinčiuose cituojamumo rodiklį (Frik et al., 2024; Frik et al., 2024);
- vienas – *Web of Science* duomenų bazės „Emerging Source Citation Index (ESCI)“ referuojamuose leidiniuose, turinčiuose cituojamumo rodiklį (Frik et al., 2023);
- vienas – *Web of Science* duomenų bazės „Conference Proceedings“ leidiniuose (Frik et al., 2020);
- trys – kitų tarptautinių duomenų bazių leidiniuose (Frik, 2020; Frik & Bielskus, 2020; Frik et al., 2023);
- du – kituose recenzuojamuose mokslo leidiniuose (Frik, 2021; Frik & Bielskus, 2022).

Disertacijos tema atliktų tyrimų rezultatai pristatyti keturiose tarptautinėse konferencijose Lietuvoje ir užsienyje:

- 11-oje tarptautinėje konferencijoje „Environmental Engineering“ 2020, Vilniuje, Lietuvoje;
- 17-oje tarptautinėje jaunųjų mokslininkų konferencijoje „CYSENI 2021: Energy and Natural Sciences“ 2021, Kaune, Lietuvoje;
- 18-oje tarptautinėje jaunųjų mokslininkų konferencijoje „CYSENI 2022: Energy and Natural Sciences“ 2022, Kaune, Lietuvoje;

- tarptautinēje konferencijojē „Environmental and Climate Technologies (CONNECT’23)” 2023, Rygojē, Latvijojē.

Disertacijas struktūra

Disertacijā sudaro įvadas, trys skyriai ir bendrosios išvados. Taip pat yra du priedai.

Darbo apimtis yra 145 puslapiai, neskaitant priedų. Tekste panaudotos 31 numeruota formulė, 61 paveikslai ir 10 lentelių. Rašant disertaciją, panaudota 114 literatūros šaltinių.

Šilumos siurblių vėdinimo sistemose veikimo principų ir valdymo metodų apžvalga

Šiame skyriuje apžvelgiamos pastatų vėdinimo sistemų plėtros ir tyrimų tendencijos, šilumos siurblių taikymo galimybės tokių sistemų energiniam efektyvumui didinti. Pristatomi teoriniai šilumos siurblio veikimo ciklo pagrindai, jo valdymo priemonės ir būdai. Skyriuje taip pat aptariami garo kompresijos ciklo tobulinimo metodai, siekiant pagerinti energinį efektyvumą. Pateikiama eksperimentinių šilumos siurblių standų apžvalga, identifikuojant pagrindinius jų kūrimo reikalavimus. Remiantis atlikta tyrimų analize, aprašoma nagrinėjamos temos problema ir formuojami disertacijos uždaviniai.

Skyriaus tematika paskelbtos trys autoriaus mokslinės publikacijos (Frik, 2020; Frik & Bielskus, 2020, Frik et al., 2020).

1.1. Pastatų vėdinimo sistemų, oro paruošimo įrenginių plėtros ir tyrimų tendencijos

Neabejotina, kad oras yra gyvybiškai svarbus žmonėms. Lauke žmogus lengvai gauna reikiamą šviežio oro kiekį, tačiau tuo svarbu pasirūpinti ir pastatuose, kur vidutiniškai žmogus praleidžia daugiau nei 80 % savo laiko (Klepeis et al., 2001). Istoriskai pastatuose vyravo natūralus vėdinimas. Dažniausiai oro ištraukimo ir išmetimo kanalo vaidmenį atlikdavo krosnies kaminas, o gyno oro šaltinio – plyšiai ir nesandarumai išorinėse pastato konstrukcijose (pvz., languose, duryse ir kt.). Laikui bėgant, krosnys namuose buvo pakeistos pažangesnėmis šildymo sistemomis, tačiau pagrindinis natūralaus vėdinimo principas nepasikeitė – įtekėjimas per išorinių atitvarų nesandarumus ar per angas, kurios dirbtinai suformuotos, išmetimas – per pastato šachtas ir kanalus.

XX a. antrojoje pusėje naftos krizė, globalinio atšilimo poveikis, iškastinių energijos išteklių ribotumas ir kiti veiksniai paskatino bendrąją energijos vartojimo mažinimo politiką, o tai savo ruožtu paveikė pastatų sektorių, kuris vis dėlto išlieka pagrindinis galutinės energijos vartotojas iki šios dienos. 30 % visos galutinės energijos pasaulyje sunaudojama pastatų sektoriuje (International Energy Agency, 2022a).

Visų pirma, ši politika lėmė reikalavimų augimą naujų ir renovuojamų pastatų išorinių konstrukcijų termofizinėms savybėms ir jų sandarumui. Šios priemonės davė teigiamą rezultatą ir sumažino energijos sąnaudas šildymo sistemoms, sumažindamos reikalaujamą pastatų šiluminę apkrovą. Tačiau šios priemonės savo ruožtu turėjo neigiamos įtakos patalpų mikroklimatui (Földváry et al., 2015, 2017). Dėl padidėjusio pastato išorinių atitvarų sandarumo ir sumažėjusio lauko oro prasiskverbimo sumažėjo oro apykaitos kartotinumai, o tai turėjo neigiamos įtakos patalpų oro kokybei. Patalpų oro kokybė ir žmonių būklė yra glaudžiai susiję (Seppänen, 1999; Sundell et al., 2011). Dėl nepakankamos oro kokybės gali sumažėti žmonių darbingumas, kilti sveikatos sutrikimų (Carrer et al., 2015; Clements-Croome et al., 2008; Mumovic et al., 2009; Wargocki et al., 2020; Wargocki & Wyon, 2013, 2017).

Dėl padidėjusio sandarumo nepakanka natūralaus pastato vėdinimo, norint palaikyti reikiamą oro apykaitos kartotinumą patalpose ir tinkamą vidaus oro kokybę. CO₂ koncentracijos matavimai įvairiose ugdymo įstaigose su natūraliu vėdinimu rodo, kad vidutinė CO₂ koncentracija gerokai viršijo leistinąsias reikšmes (Hänninen et al., 2017; Jones & Kirby, 2012; Wargocki et al., 2020). Taip pat pastebima pablogėjusi patalpų oro kokybė pastatuose su natūralaus vėdinimo sistemomis, atlikus namo renovaciją (Földváry et al., 2017; Mikola et al., 2017).

Dėl šių priežasčių išaugo mechaninių vėdinimo sistemų aktualumas naujuose ir renovuojamuose pastatuose. Būtent jos leidžia užtikrinti reikiamą gyno oro

apykaitą patalpose, nesumažinant sandarumo ir šiluminio komforto pastatuose, esančiuose šalto klimato zonose.

Kaip jau minėta, pastatų sektorius yra pagrindinis galutinės energijos vartotojas pasaulyje. Be to, gerėjant gyvenimo lygiui ir didėjant žmonių komforto poreikiui, energijos suvartojimas pastatuose nuolat didės. Jei pastatų sektoriuje nebūs didinamas energijos vartojimo efektyvumas, 2050 m. energijos suvartojimas gali padidėti 50 % (IEA, 2013). Pačiuose pastatuose pagrindiniai energijos vartotojai yra šildymo, vėdinimo ir oro kondicionavimo (ŠVOK) sistemos. ES pusę galutinės energijos suvartoja ŠVOK pastatų sistemos (European Commission, 2016). Atsižvelgiant į tai ir siekiant sumažinti energijos suvartojimą pastatuose, būtina ieškoti būdų ir sprendimų, kaip padidinti ŠVOK sistemų energinį efektyvumą. Naujausi energijos taupymo reglamentai reikalauja vis efektyvesnės izoliacijos ir sandarių apvaskalų tiek esamuose, tiek naujuose pastatuose. Tačiau tai savaime beveik neturi įtakos vėdinimo sistemoms. Žmogui reikalingo šviežio tiekiamo oro kiekis, kurį reikia pašildyti ar atvėsinti oro paruošimo įrenginyje, lieka pastovus. Todėl vėdinimas tampa svarbiausiu pastato energijos balanso komponentu (Dodoo et al., 2011; Orme, 2001), siekiančiu 60 % viso metinio energijos poreikio (Fehrm et al., 2002).

Tendencijos rodo, kad energijos poreikis patalpoms šildyti ateityje bus reguliuojamas vėdinimo šilumos nuostoliais. Todėl, siekiant optimizuoti energijos suvartojimą ir higienos sąlygas, priverstinio vėdinimo sistemos su šilumos atgavimo įranga bus naudojamos ir nepraras savo aktualumo ir ateityje.

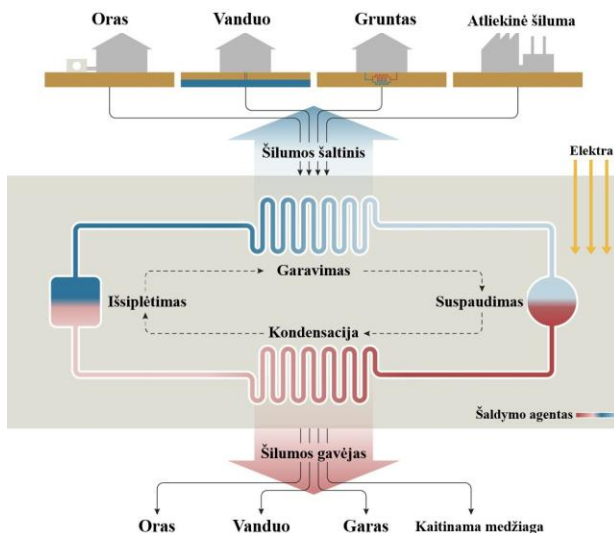
Todėl šiuo metu vėdinimo sistemų energinio efektyvumo didinimo klausimas yra kaip niekada aktualus. Šilumogražių atsiradimas ir jų panaudojimas mechaninio vėdinimo sistemose ištraukiamojo oro šilumai atgauti kažkada leido pagerinti oro paruošimo įrenginių efektyvumo rodiklius (Juodis, 2006; Roulet et al., 2001). Tačiau griežtėjantys reikalavimai priverčia ieškoti būdų efektyviau naudoti energiją. Šilumos siurblių pritaikymas vėdinimo sistemoms, naudojant juos kaip šilumos arba vėsos generatorius, yra vienas iš būdų pagerinti vėdinimo efektyvumo rodiklius.

1.2. Šilumos siurbliai vėdinimo sistemose

Šilumos siurblys – įrenginys, leidžiantis panaudoti žemo potencialo šiluminę energiją ir transformuoti ją į naudingąją šilumą. Šilumos siurblys, kaip energijos transformatorius, seniai žinomas. Idėja naudoti šiluminį variklį atvirkštiniu ciklu kaip šilumos siurblių atsirado dar XIX a., tačiau praktinis pritaikymas, iš pradžių daugiausia šaldymo tikslams, labiau paplito XX a. Nuo 1970 m. prasidėjo platesnis šilumos siurblių naudojimas pastatų vėsinimo ir šildymo sistemose (Dincer et al., 2015). Šiandien šilumos siurblys išlieka inovatyviu ir efektyviu energijos transformatoriumi, atliekančiu

svarbų vaidmenį, pereinant prie tvarios energetikos. 2021 m. šilumos siurbliai patenkino apie 10 % patalpų šildymo poreikių visame pasaulyje, tačiau įrengimo tempai sparčiai auga. Remiantis tarptautinės energetikos agentūros išvadomis (angl. *International Energy Agency*), perėjimas nuo iškastinio kuro prie elektrinių šilumos siurblių reikšmingai prisidės prie pastatų šildymo dekarbonizavimo. Pagal paskelbtą išsipareigojimų scenarijų, bendroji CO₂ emisija, susijusi su patalpų ir vandens šildymu visame pasaulyje, įskaitant netiesioginius išmetimus nuo elektros energijos gamybos, iki 2030 m. sumažės daugiau nei 1,2 Gt, arba daugiau negu ketvirtadaliu. Perėjimas nuo iškastinio kuro prie elektrinių šilumos siurblių sudaro apie 500 mln. t (Mt), arba beveik 40 % šio sumažinimo, o tai apytiksliai atitinka Kanados išmetamųjų teršalų kiekį 2021 m. (International Energy Agency, 2022b). Šie duomenys pabrėžia šilumos siurblių svarbą kovoje su klimato kaita.

Šilumos siurblio veikimo principas pagrįstas šilumos perkėlimu iš žemesnės temperatūros šaltinio į aukštesnės temperatūros terpę, naudojant mechaninį darbą arba aukštos temperatūros šilumos šaltinį. Pagrindiniai šilumos siurbliuose naudojami veikimo ciklai yra garų kompresijos ir absorbcijos (Farshi & Khalili, 2019). Garo kompresijos šilumos siurbliai naudoja mechaninį kompresoriaus darbą, o absorbciniai – šiluminę energiją. Pastatų sektoriuje dauguma šiuolaikinių šilumos siurblių naudoja garo kompresijos ciklą (arba šaldymo ciklą), kuris parodytas 1.1 pav.



1.1 pav. Šilumos siurblio veikimo principo schema
(International Energy Agency, 2022b)

Fig. 1.1. Diagram of the operating principle of a heat pump
(International Energy Agency, 2022b)

Kaip žemesnės temperatūros šilumos šaltinis gali būti naudojamas aplinkos oras, žemėje sukaupta geoterminė energija, netoliese esantys vandens šaltiniai arba gamybos procesų atliekinė šiluma ir pan. Šilumos siurblio darbui sunaudojamas energijos kiekis (dažniausiai elektros energija) yra keletą kartų mažesnis nei juo generuojamas šiluminės energijos kiekis. Taigi šilumos siurblio veikimas energiniu požiūriu yra keletą kartų efektyvesnis negu, pavyzdžiui, paprasto elektros šildytuvo.

Šilumos siurblio efektyvumas labai priklauso nuo šilumos šaltinio ir jo parametrų. Koopman ir kitų autorių oras-vanduo tipo šilumos siurblio tyrimais nustatyta, kad aplinkos oro sąlygos turi reikšmingą įtaką šilumos siurblio efektyvumui. Esant aukštesnei temperatūrai (20 °C, palyginti su 7 °C), *COP* padidėja iki 35 %; esant žemai temperatūrai (–10 °C), *COP* reikšmingai sumažėja (Koopman et al., 2024). Žiemą gruntas, požeminis vanduo ir vandens telkinių vanduo įprastai išlieka šiltesni nei aplinkos oras, todėl grunto ir vandens šaltinio šilumos siurblių veikimo energinis naudingumas tokiu laikotarpiu yra aukštesnis. Tai ypač aktualu esant šaltam klimatui, kur oro šilumos siurblių išorinių komponentų atitirpinimas gali sunaudoti daugiau energijos. Gruntinių šilumos siurblių įrengimas yra brangesnis, palyginti su oro šaltinio, nes jiems reikalingas požeminis šilumokaitis – gilus vertikalus gręžinys arba didelis vamzdžių tinklas, įkastas bent vienu metru žemiau žemės paviršiaus. Vandens šaltinio šilumos siurblio kontūro prijungimas prie netoliese pastato esančios upės, gruntinio vandens ar nuotekų taip pat reikalauja nemažų pradininių investicijų. Dėl šių priežasčių grunto ir vandens šaltinio šilumos siurbLIAI yra mažiau paplitę nei oro šaltinio siurbLIAI. Beveik 85 % visame pasaulyje pastatų sektoriuje parduodamų šilumos siurblių yra oro šaltinio, nes tokio tipo šilumos siurblių montavimas yra paprasčiausias, o pradinės investicijos žemiausios, palyginti su kitais šilumos siurblių tipais. Daugelis jų yra oras-oras tipo įrenginiai, o regionuose, kuriuose dominuoja šildymas, oras-vanduo tipo įrenginiai vis labiau populiarėja (International Energy Agency, 2022b).

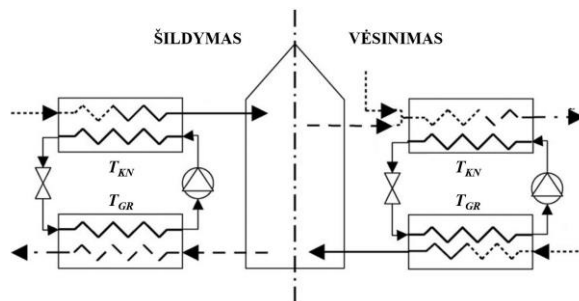
Oro šaltinio šilumos siurblių viena iš pagrindinių problemų, turinti įtakos jo energetiniam efektyvumui, tai žema lauko oro temperatūra. Esant tokiai temperatūrai, ant išorinio šilumos siurblio šilumokaičio (garintuvo) paviršiaus pradeda formotis šerkšno sluoksnis. Dėl to suprastėja šilumos mainų procesai tarp darbo fluidų (oro ir šaldymo agento), kas priveda prie įrenginio šildymo galios mažėjimo, kartu mažėja ir *COP* (Januševičius et al., 2016; Kropas et al., 2021; Qu et al., 2017). Todėl, norint palaikyti normalų šilumos siurblio veikimą, esant tokioms sąlygoms, reikia periodiškai atitirpinti garintuvą. Su garintuvo paviršiaus atitirpinimo ciklais susiję energijos nuostoliai neigiamai veikia sezoninį oro šaltinių įrenginių energetinį efektyvumą (Jang et al., 2013). Be to, neišvengiamas patalpų šildymo nutraukimas atitirpinimo ciklų metu gali neigiamai paveikti pastato

gyventojų šiluminį komfortą (Minglu et al., 2010). Tokiais atvejais, siekiant užtikrinti pastovų šildymą ir kompensuoti atitirpinimo metu prarandamą šilumą, dažnai įrengiami elektriniai šildytuvai.

Dabartiniuose oro paruošimo įrenginiuose naudojami du pagrindiniai šilumos transformatorių tipai: elektriniai kaitinimo elementai ir vandens šildytuvai (priklausomai nuo eksploataavimo sąlygų gali būti vandens ir glikolio mišiniai). Mažiau paplitę, bet naudojami vėdinimo įrenginiai, kuriuose tiekiamam orui pašildyti yra pritaikytas šilumos siurblys. Tačiau dažniausiai šios sudėties šilumos siurblio garintuvas (lauko blokas) yra montuojamas lauke, o ne oro paruošimo įrenginio viduje ir kaip šilumos šaltinį naudoja lauko orą. Toks sprendimas turi trūkumų, susijusių su efektyvumo sumažėjimu, esant žemoms lauko temperatūroms.

Šiandien šilumos siurbių technologijos nestovi vietoje ir nuolat tobulėja, atskleidžiamos naujos, dar platesnės jų pritaikymo galimybės ir energetiškai efektyvesnis veikimas. Šilumos siurblio naudojimas pastato šildymo sistemoms nėra naujovė, bet jų pritaikymas vėdinimo sistemoms yra mažiau paplitęs. Pastaruoju metu situacija pradeda keistis, vis daugiau oro paruošimo įrenginių gamintojų (pvz., FläktGroup, Mandik, Dantherm A/S, Komfovent, VENTS) siūlo vėdinimo įrenginius su integruotais šilumos siurbliais.

Ištraukiamojo oro šilumos siurblio panaudojimas yra efektyvus būdas sumažinti tiekiamo lauko oro pašildymo energijos sąnaudas (Siegele et al., 2019). Šaltojo sezono metu vėdinimo sistema iš pastato ištraukiamas oras dažniausiai yra aukštesnių parametrų nei lauke esantis oras. Todėl ištraukiamojo oro srauto panaudojimas kaip šilumos šaltinio sudaro palankias sąlygas pasiekti aukštesnį šilumos siurblio efektyvumą. Tokiu atveju dėl padidėjusios šilumos šaltinio temperatūros (palyginti su aplinkos oru) didėja šilumos siurblio veikimo efektyvumas. Taip pat gerėja bendrieji OPI efektyvumo rodikliai, kadangi didėja atgaunamas šilumos kiekis iš išmetamojo oro srauto. Šilumos siurblio pritaikymo pavyzdžio pastato vėdinimo sistemai funkcinė schema parodyta 1.2 paveiksle (Fracastoro & Serraino, 2010).



1.2 pav. Ištraukiamojo oro šilumos siurblio veikimo schema šildymo ir vėsinimo režimu (Fracastoro & Serraino, 2010)

Fig. 1.2. Functioning scheme of the exhaust air heat pump in heating and cooling mode (Fracastoro & Serraino, 2010)

Palyginamasis tyrimas (Fracastoro & Serraino, 2010) atskleidžia, kad ištraukiamasis oras, kaip šilumos siurblio šilumos šaltinis, turi didžiausią efektyvumo potencialą, palyginti su kitais šaltiniais (gruntas, išorinis oras, vandens telkiniai) dėl palankios temperatūros šilumos siurblio veikimo ciklui.

Gustafsson et al. (2014) darbe atliktas 4 pastato šiluma aprūpinimo sistemų, naudojančių oro šaltinio šilumos siurblius, dinaminis modeliavimas energetiniam naudingumui palyginti. Mechaninio vėdinimo sistema su integruotu šilumos siurbliu rodo mažiausias santykinės energijos sąnaudas įvairiose klimato zonose, palyginti su kitomis sistemomis. Tai rodo didžiausią šio sprendimo efektyvumą. Tačiau, kaip rodo atliktas modeliavimas, tokio tipo sistema turi šildymo galios ribą, kurią lemia tiekiamo oro kiekis. Šildymo galią būtų galima padidinti didinant oro srautą arba tiekiamo oro temperatūrą, tačiau tokiu atveju atsiranda neigiamas poveikis patalpos oro kokybei – oras gali būti per sausas. Atsižvelgiant į tai, mechaninė vėdinimo sistema su šilumos siurbliu, kaip pagrindinis šilumos šaltinis, labiau tinka mažiems, gerai izoliuotiems pastatams, kuriuose šildymas reikalauja mažiau energijos.

Palyginti su kitais energiją taupančiais lauko oro tiekimo būdais (pvz., lauko oro aušinimas žemės-oro šilumokaičiu ir išmetamojo oro aušinimo energijos atgavimas plokščiuoju plokšteline šilumokaičiu), ištraukiamojo oro šilumos siurblys turi pranašumų: nėra tiekiamojo ir ištraukiamojo oro srautų sumaišymo (užteršimo) (Fracastoro & Serraino, 2010), yra galimybė kontroliuoti tiekiamo lauko oro temperatūrą ir santykinę drėgmę (Cao et al., 2020), santykinai nesudėtinga konstrukcija su mažomis įrengimo sąnaudomis (Z. Liu et al., 2019). Be to, sistemoje, kur šilumos siurblio šildymo ir vėsinimo galia didesnė už vėdinimo apkrovą, jis gali kompensuoti tam tikrą pastato šildymo ar vėsinimo apkrovos dalį. Tai gali būti laikoma esminiu skirtumu, palyginti su išmetamojo oro šilumos šilumogražą turinčiais įrenginiais, kurie yra sudaryti iš šilumokaičių, galinčių tiekti šiluminę galią, lygią tik daliai vėdinimo apkrovos.

Tyrimai rodo, kad vėdinimo sistema su šilumos atgavimu, naudojant šilumos siurblių, turi geresnį energijos taupymo potencialą nei rotacinio ir plokštelinio šilumogražio sistemos (A. Chen et al., 2015; Schibuola & Tambani, 2021).

Šilumos siurblio pritaikymas vėdinimo sistemoms – tai potencialą turinti kryptis, gebanti prisidėti prie energijos vartojimo efektyvumo didinimo problemos pastatų sektoriuje. Reikia atkreipti dėmesį, kad šilumos siurblių energijos poreikiai, veiksmingumas (veiksmingumo koeficientas *COP*), šių rodiklių valdymas glaudžiai susiję su įvairaus masto išmaniojo tinklo (angl. *smart grid*) valdymo problematika (Chen et al., 2018; Lund et al., 2015), apimančia tokius integralius rodiklius kaip energijos kaupimo pajėgumas, pastato energijos lankstumas, reagavimas į poreikį ir pan.

Vienas iš kriterijų, mažinant energijos poreikius pastatams, modernizuojant jų ŠVOK sistemas, yra tų sistemų sezoninis veiksmingumas. Šiuo atveju jų integralus viso naudojimo laikotarpio (pvz., šildymo sezono) veiksmingumas priklauso tiek nuo aukštų nominalių, momentinių efektyvumo rodiklių, tiek nuo galimybių juos tokiais išlaikyti plačiame energijos poreikio kitimo diapazone (Panteli & Mancarella, 2015). Ilgiausią sezono dalį užima ilgalaikė vidutinė (tik keletą ar keliolika laipsnių žemesnė nei patalpos) bei nuolat kintanti aplinkos oro temperatūra. Tai lemia šilumos siurblio sezoninio veiksmingumo koeficiento $COP_{SS\ SEZ}$ lygį.

Eksperimentiniai duomenys rodo, kad ištraukiamojo oro šilumos siurbliai gali sumažinti energijos sąnaudas 25–50 %, palyginti su tradicinėmis sistemomis (O’Sullivan et al., 2021). Ištraukiamojo oro šilumos siurblių sezoninis efektyvumas įvertinamas naudojant sezoninį naudingumo koeficientą ($SCOP$) arba sezoninį efektyvumo rodiklį (SPF). $SCOP$ išreiškia šilumos siurblio COP kitimą per nustatytą laikotarpį, atsižvelgiant į dinamiškas veikimo sąlygas (Saini et al., 2021). SPF parodo visos sistemos veikimo energetinį efektyvumą. Šie rodikliai apibūdina bendrąją sistemos tiekiamos energijos ir sunaudotos elektros energijos santykį šildymo, vėsinimo ir ištisinių metų veikimo režimais (Saini et al., 2021).

Ištraukiamojo oro šilumos siurblių $SCOP$ vertė, integruotų į vėdinimo sistemas, priklauso nuo sistemos konfigūracijos ir klimato sąlygų. Be to, $SCOP$ atspindi šių siurblių potencialą didinti energijos vartojimo efektyvumą ir gerinti patalpų oro kokybę, ypač šalto klimato zonose, kur jų taikymas pasirodė esantis ekonomiškai efektyvus (Siegele et al., 2019). Gamintojų nurodyti šilumos siurblių SPF svyruoja nuo 2,2 (karštam buitiniam vandeniui) iki 5,8 (erdvės šildymui), tačiau realūs stebėjimai rodo vidutinius SPF nuo 1,7 iki 3,8, priklausomai nuo sistemos apibrėžimo ribų ir geografinės vietos (O’Sullivan et al., 2021). Dinaminiai modeliavimai ir praktiniai bandymai parodė, kad ištraukiamojo oro šilumos siurbliai, kurie papildomai naudoja saulės šiluminę energiją, gali pasiekti $SCOP$ reikšmes nuo 4,06 iki 4,36. Tokios sistemos ypač naudingos mažiau izoliuotiems pastatams su prastesniu oro sandarumu (Saini et al., 2021; Tang et al., 2024).

Ištraukiamojo oro šilumos siurblių efektyvumą lemia techniniai veiksniai, tokie kaip pasyvaus šilumos atgavimo technologijų integracija į vėdinimo sistemas, šaldymo ciklo patobulinimai ir pažangių oro paskirstymo sistemų naudojimas. Fucci et al. (2016) tyrimai parodė, kad ištraukiamojo oro šilumos siurblių derinimas su pasyvaus šilumos atgavimo sistemomis (pvz., priešpriešinio srauto šilumokaičiais) gali padidinti COP 37,5–46,1 % įvairiomis sąlygomis. Šilumos siurblius, integruotus į vėdinimo sistemą, analitiškai tyrinėjo Martinaitis et al. (2022). Šie tyrimai apėmė sistemos termodinaminę ir ekserginę analizes. Buvo vertinamas sistemos ekserginis veikimo efektyvumas, atsižvelgiant į šilumos siurblio COP bei šilumogrąžos efektyvumą. Nustatyta, kad, sujungus šias šilumos atgavimo

technologijas (ŠS ir ŠG), pasiekiamas aukštas universalus ekserginis efektyvumas. Siegele et al. (2019) pristatė naują reguliuojamojo greičio ištraukiamojo ir tiekiamojo oro šilumos siurblių, integruotą su vėdinimo sistema, turinčia entalpijos membranos šilumokaitį. Šis sprendimas užtikrina šildymo našumo padidėjimą nepriklausomai nuo higieninio oro srauto poreikio. Rezultatai parodė bendrąjį sistemos efektyvumą, viršijantį 4,5, esant minimaliam šildymo pajėgumui $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ temperatūroje ir 2,5, esant maksimaliam šildymo pajėgumui $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ temperatūroje. Tyrėjai padarė išvadą, kad, didinant kondensatoriaus dydį, galima padidinti sistemos efektyvumą dar 5 %. Šilumos siurblių kombinavimas gali turėti teigiamą įtaką sistemos efektyvumui. Tyrėjai nustatė, kad trigubo kontūro šilumos siurblio sistemos naudojimas padidina šildymo *COP* iki 23,1 %, palyginti su tradicine šilumos siurblio sistema (L. Wang et al., 2018).

Ištraukiamojo oro temperatūra ir drėgmė taip pat turi reikšmingą įtaką šilumos siurblių efektyvumui, nes žemesnė ištraukiamojo oro temperatūra sumažina garavimo temperatūrą, tuo sumažindama *COP*. Zhang et al. (2022) pasiūlė integruotą ištraukiamojo oro šilumos siurblio ir pažangios oro paskirstymo sistemos sprendimą, siekdamį sumažinti lauko oro vėsinimo energijos sąnaudas. Tyrimas atskleidė, kad pažangios oro paskirstymo sistemos mažina vėdinimo apkrovas ir šilumos siurblio kondensacijos temperatūrą, taip didindamos *COP*. Rezultatai parodė, kad tokia integruota sistema gali sutaupyti iki 45 % energijos.

Ekonominiai veiksniai, tokie kaip atsipirkimo laikotarpis, pradinės investicijos ir vietinės energijos kainos, daro reikšmingą įtaką ištraukiamojo oro šilumos siurblių diegimo sprendimams. Korpela et al. (2022) savo tyrimuose analizavo šių sistemų potencialą Suomijos Kymenlaakso regione. Daugiausia dėmesio buvo skiriama daugiabučių namų šilumos nuostoliams dėl vėdinimo. Tyrėjai nustatė, kad šilumos nuostoliai per mechaninį vėdinimą sudarė 39,6 % visų energijos nuostolių. Įdiegus ištraukiamojo oro šilumos siurblius, galimas CO_2 emisijų sumažinimas siekė 590 t CO_2 Kotkoje ir 944 t CO_2 Kouvoloje. Nepaisant to, tokios sistemos nebuvo plačiai pritaikytos dėl jų ilgo atsipirkimo laikotarpio, kuris daugiabučiuose pastatuose gali svyruoti nuo 7 iki 13 metų, priklausomai nuo pastato dydžio ir vietinių centralizuoto šildymo kainų. Tokie rezultatai parodo, kad, nors šilumos siurblių technologijos gali reikšmingai sumažinti eksploatacines išlaidas bei poveikį aplinkai, jų pradinės investicijos ir ilgalaikio atsipirkimo perspektyvos vis dar yra pagrindiniai veiksniai, trukdantys platesnį jų panaudojimą.

Apibendrinant galima teigti, kad šilumos siurblių taikymas vėdinimo sistemose turi didelį potencialą pastatų energiniam efektyvumui didinti ir CO_2 emisijoms mažinti. Įvairios tyrimų išvados rodo, kad ištraukiamojo oro šilumos siurblių sprendimai gali sumažinti energijos sąnaudas iki 25–50 %, palyginti su tradicinėmis oro šildymo ir vėsinimo priemonėmis. Kartu jie padidina bendrąjį vėdinimo sistemos efektyvumą, ypač jei derinami su kitomis pasyvaus šilumos atgavimo technologijomis. Vis dėlto sėkmingas diegimas vis dar susijęs su ekonominiais

iššūkiais (investicijos, atsipirkimas), o jų efektyvumas labai priklauso nuo klimato sąlygų, sistemos konfigūracijos ir šilumos siurblio veikimo ciklo valdymo. Tad, norint tinkamai valdyti vėdinimo sistemos šilumos siurblio veikimo ciklą kintančiųjų aplinkos oro parametrų atžvilgiu, reikėtų žinoti, kokią įtaką jam turi valdymo priemonės, kaip nuo jų priklauso bendrosios veikimo charakteristikos. Kituose skyriuose bus detaliau aptariamas šilumos siurblio termodinaminis veikimo ciklas, jo komponentai, valdymo priemonės ir būdai.

1.3. Šilumos siurblio veikimo ciklo teoriniai pagrindai

Šilumos siurblių veikimo ciklas grindžiamas termodinaminiais principais, kurie apibrėžia tiek idealius, tiek realius procesus. Šioje dalyje apžvelgiami teoriniai pagrindai, pradedant nuo idealaus ciklo, pereinant prie šilumos siurblio komponentų sąveikos ir baigiant realaus ciklo savybių analize.

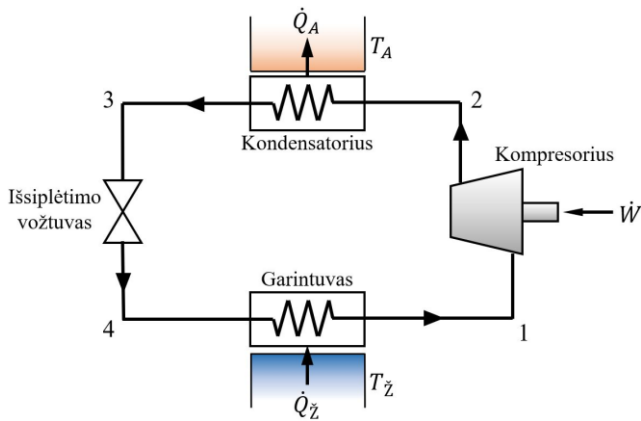
1.3.1. Šilumos siurblio komponentai ir veikimo ciklas

Šilumos siurblių veikimas pagrįstas termodinaminiais principais, leidžiančiais, naudojant išorinę energiją, perkelti šilumą iš žemesnės temperatūros aplinkos į aukštesnės temperatūros aplinką. Idealųjį šio proceso modelį aprašo atvirkštinis Karno ciklas, sudarytas iš dviejų izoterminių ir dviejų izentropinių procesų. Šis idealusis termodinaminis ciklas nusako maksimaliai galimą energijos konversijos efektyvumą. Tačiau realiomis sąlygomis šilumos siurbliai veikia ne pagal gryną atvirkštinį Karno ciklą, o pagal garų kompresijos ciklą, kuris dėl energijos nuostolių ir technologinių apribojimų nuo jo skiriasi.

Pagrindinis skirtumas tarp idealaus ir realaus ciklo yra tas, kad realiame šilumos siurblyje procesai nėra visiškai grįžtami: darbo agentas susiduria su trinties nuostoliais, netobulais šilumos mainais ir kitais efektyvumą ribojančiais veiksniais. Be to, praktikoje naudojami darbo agentai nėra idealios dujos, todėl jų termodinaminės savybės taip pat įveda papildomų apribojimų. Dėl šių veiksmų realių šilumos siurblių veiksmingumas yra mažesnis nei teorinis, tačiau, optimizuojant komponentus ir darbo režimus, galima pasiekti aukšto efektyvumo.

Šilumos siurblio sistema įprastai susideda iš keturių pagrindinių komponentų, kuriuose cirkuliuoja darbinis fluidas: kompresoriaus, kondensatoriaus, garintuvo ir išsiplėtimo prietaiso (1.3 pav.).

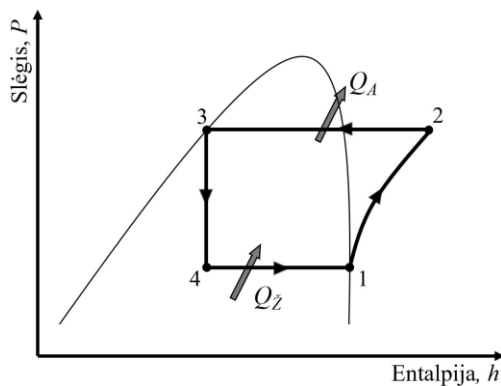
Garintuve šaltojo rezervuaro šilumą absorbuoja žemesnės temperatūros darbinis fluidas. Būdamas žemo slėgio, dėl savo fizikinių savybių jis pradeda garuoti. Tada garai mechanškai suspaudžiami kompresoriuje iki didesnio slėgio ir atitinkamos temperatūros, kuriai esant darbinio fluideo šiluma gali būti atiduota šiltam rezervuarui (t. y. garų temperatūra turėtų būti aukštesnė nei šiltojo rezervuaro).



1.3 pav. Šilumos siurblio principinė schema
Fig. 1.3. Schematic diagram of the heat pump

Kondensatoriuje, atiduodant šilumą šiltam rezervuarui, aukšto slėgio garai pradeda kondensuotis. Po kondensavimo vyksta išsiplėtimo procesas, kurio metu mažinamas fluideo slėgis ir temperatūra. Paskui ciklas kartojasi. Standartinis teorinis šilumos siurblio termodinaminis ciklas, parodytas 1.4 paveiksle p - h diagramoje, susideda iš šių procesų:

- 1–2 izoentropinis suspaudimas (kompresorius);
- 2–3 izobarinis šilumos atidavimas (kondensatorius);
- 3–4 izoentalpinis išsiplėtimas (išsiplėtimo prietaisas);
- 4–1 izobarinė šilumos absorbcija arba gavimas (garintuvas).



1.4 pav. Teorinis šilumos siurblio termodinaminis veikimo ciklas
Fig. 1.4. Theoretical thermodynamic cycle of the heat pump

Šildymo sistemos atveju ciklo naudingoji šiluma – tai šiluma, atiduodama antriniam šilumnešiui (orui, vandeniui) kondensacijos proceso metu, tai yra entalpijos pokytis tarp darbinio fluido įeinančių garų ir iš kondensatoriaus išeinančio skysčio. Šio ciklo veiksmingumo koeficientas (COP) gali būti išreikštas:

$$COP_{sild.} = \frac{Q_A}{W} = \frac{Q_A}{Q_A - Q_Z}, \quad (1.1)$$

čia Q_Z – gauta šiluma iš šaltojo rezervuaro, J; Q_A – atiduota šiluma šiltajam rezervuaram, J; W – atliktas suspaudimo darbas, J.

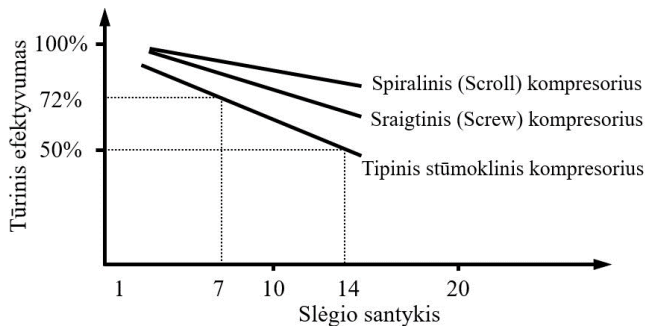
Garų kompresijos ciklo darbinis fluidas vadinasi šaldymo agentu. Idealinio šaldymo agento savybės (Hundy et al., 2016a) yra šios:

- didelė latentinė garavimo šiluma;
- didelis įsiurbiamų dujų tankis;
- teigiamas, bet ne per didelis slėgis garavimo ir kondensacijos sąlygomis;
- kritinė temperatūra ir trigubas taškas gerokai aukščiau už darbo diapazono ribų;
- chemiškai stabilus, suderinamas su statybinėmis medžiagomis ir maišomas su tepalais;
- ekologiškas ir saugus (nesukeliantis korozijos, netoksiškas ir nedegus);
- didelis dielektrinis stipris;
- maža kaina.

Nė vienas fluidas neturi visų šių savybių, todėl šaldymo agento pasirinkimas bet kokiam konkrečiam pritaikymui visada bus kompromisas tarp šių charakteristikų. Šiandien komercinėje šaldymo, vėsinimo įrangoje ir šilumos siurbliuose naudojami hidrofluorangliavandeniliai (angl. *hydrofluorocarbon*, *HFC*) šaldymo agentai: R410a, R134a, R407c, R32. Tačiau ES bandoma ateityje jų atsisakyti. Europos Parlamento ir Tarybos reglamentas (ES) 2024/573 numato griežtus apribojimus ir laipsnišką aukštą globalinio atšilimo potencialą (angl. *Global Warming Potential*, *GWP*) turinčių HFC dujų mažinimą rinkoje iki visiško jų uždraudimo 2050 m. Numatytos priemonės, skatinančios mažiau taršių alternatyvų, tokių kaip propanas ar kiti mažo GWP šaldymo agentai, diegimą. Vienas iš pagrindinių šio reglamento tikslų – mažinti HFC dujų naudojimą šilumos siurbliuose, skatinant ekologiškesnes alternatyvas. Nuo 2027 m. šilumos siurbliuose iki 12 kW bus draudžiama naudoti HFC dujas su $GWP \geq 150$, nebent tai pagrįsta saugumo reikalavimais. Taip ES skatina perėjimą prie tvaresnių technologijų ir mažina šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisijas (EU, 2024).

Šilumos siurblio sistemoje už mechaninį žemo slėgio garų, tekančių iš garintuvo, suspaudimą atsakingas kompresorius. Be to, šitas elementas užtikrina šaldymo agento cirkuliaciją šilumos siurblio kontūre. Kompresorius pagal veikimo

principą galima suskirstyti į du tipus: tūrinius (stūmokliniai ir rotoriniai) ir dinامينius (turbininiai (išcentriniai) ir ežektoriniai). Kompresoriaus pernešamų dujų kiekis dėl atsirandančių nuostolių visada bus mažesnis už jo fizinį darbinį tūrį. Tūrinis efektyvumas apima visus nuostolius, turinčius įtakos kompresoriaus srautui. Praktikoje kompresorių tūrinis efektyvumas yra artimas tiesinei priklausomybei nuo suslėgimo laipsnio (1.5 pav.).



1.5 pav. Įvairių kompresorių tipų tūrinio efektyvumo koeficiento tipinės charakteristikos (Hundy et al., 2016b)

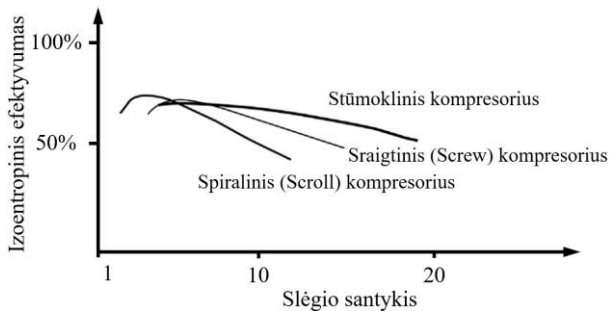
Fig 1.5. Typical volumetric efficiency characteristics for various compressor types (Hundy et al., 2016b)

Kompresoriaus suspaudimo energinis efektyvumas apibrėžiamas atsižvelgiant į idealų adiabatinį suspaudimo procesą. Izoentropinė galia yra mažiausia reikalinga galia tam, kad suspaustų m masės dujas nuo slėgio P_1 , temperatūros T_1 iki slėgio P_2 . Faktinė galia visada viršys izoentropinę galią dėl veikimo nuostolių. Konkretus nuostolių dydis priklausys nuo kompresoriaus tipo ir gamintojo, bet apytiksliai juos sudaro: 10 % variklio nuostoliai (variklio efektyvumas 90 %), 10 % trinties nuostoliai ir 10 % srauto ir šilumos perdavimo nuostoliai. Paprastai gero efektyvumo kompresorių izoentropinis efektyvumas svyruoja nuo 75 iki 85 %. Skirtingų tipų kompresoriaus bendrosios izoentropinio efektyvumo tendencijos pavaizduotos 1.6 pav. (diagramoje parodyti variantai nesusiję su konkrečiais produktais, bet atspindi bendrąsias charakteristikas) (Hundy et al., 2016b).

Spiraliniai kompresoriai yra vieni iš dažniausiai naudojamų kompresorių šilumos siurblio sistemose (Oquendo et al., 2016). Spiraliniai kompresoriai yra patvaresni, atsparesni ir mažiau vibruoja.

Išsiplėtimo prietaisas skirtas tam, kad staigiai sumažintų šaldymo agento slėgį šilumos siurblio kontūre. Šis elementas kartu su kompresoriumi skirsto sistemą į aukšto ir žemo slėgio zonas. Slėgis sumažinamas iki tol, kol nebus pasiekta šaldymo agento temperatūra, pakankama jam garuoti, t. y. žemesnė už šaltojo rezervuaro temperatūrą. Tiesioginio išsiplėtimo kontūruose yra du pagrindiniai išsiplėtimo prietaiso

tipai: termostatiniai išsiplėtimo ir elektroniniai išsiplėtimo vožtuvai. Mažose sistemose (dažniausiai turinčiose nekintančias darbinės temperatūras) naudojami fiksuoto angos dydžio sprendimai: kapiliariniai vamzdeliai arba ribotuvai.



1.6 pav. Įvairių kompresorių tipų izoentropinio efektyvumo koeficiento tipinės charakteristikos (Hundy et al., 2016b)

Fig 1.6. Typical isentropic efficiency characteristics for various compressor types (Hundy et al., 2016b)

Kondensatorius ir garintuvas – tai šilumokaičiai, užtikrinantys šilumos mainus tarp šaldymo agento ir antrinės terpės. Oro-oras tipo šilumos siurbliuose dažniausiai naudojami tiesioginio išsiplėtimo (angl. *Direct Expansion, DX*) plonavamzdžiai šilumokaičiai.

Taigi šilumos siurblio veikimas grindžiamas keturių pagrindinių komponentų tarpusavio sąveika ir darbinio fluido termodinaminėmis savybėmis. Tačiau realiojo eksploatacinių sąlygomis teorinis ciklas patiria įvairius energijos nuostolius, kuriuos lemia fizikiniai, technologiniai ir eksploataciniai veiksniai. Jie daro įtaką realiojo šilumos siurblio ciklo charakteristikoms ir našumui.

1.3.2. Realiojo šilumos siurblio ciklo savybės

Realiojo garo kompresijos ciklo termodinaminiai procesai vyksta su energijos nuostoliais, atsirandančiais dėl procesų negrįžtamumo. Dauguma jų yra susiję su šilumos mainų procesais ir slėgio nuostoliais dėl trinties.

Iki kompresoriaus įsiurbimo angos atkeliauja perkaitinti žemo slėgio šaldymo agento garai. Įsiurbimo taške garų slėgis šiek tiek mažėja, be to, garai yra papildomai pašildomi dar prieš jiems patenkant į kompresoriaus darbo kamerą. Suspaudimas yra gana sudėtingas procesas dėl šilumos mainų tarp šaldymo agento ir kompresoriaus darbo kameros sienelės. Pasak Gosney (1982), realiojo ciklo šaldymo agente vyksta šilumos mainai viso suspaudimo proceso metu, o tai paaiškina linijos tarp taškų 1' ir 2' kreivumą (1.7 pav.).

1.4. Šilumos siurblio valdymas

Šilumos siurblio valdymas yra svarbus veiksnys, užtikrinantis jo efektyvumą ir pritaikomumą prie kintančių aplinkos sąlygų ir energijos poreikių. Kadangi ŠVOK sistemose šilumos poreikis nuolat kinta, būtina užtikrinti lankstų ir efektyvų šilumos siurblio darbo režimų reguliavimą. Šiame poskyryje nagrinėjami pagrindiniai valdymo metodai, jų taikymas ir poveikis sistemos našumui.

1.4.1. Šilumos siurblio ciklo valdymo priemonės

ŠVOK sistemų ypatybė – technologiškai apibrėžtas, bet nuolat gana stochastiškai kintantis energijos poreikis per metus, parą, o kartais net ir per valandą. Akiivaizdu, kad reikia keisti šilumos siurblio veikimo režimus priklausomai nuo nuolat kintančios aplinkos temperatūros. Taip pat reikia apsispręsti, kokiai lauko oro temperatūrai esant siekti aukščiausių nominalių rodiklių, ir išlaikyti sistemos funkcionalumą, esant kitoms temperatūroms.

Remiantis fluidų termodinaminėmis priklausomybėmis, esant stacionarioms darbo sąlygoms, šilumos siurblio ciklo (1.4 pav.) visi sistemos būsenos taškai gali būti apibrėžti naudojant tris entalpijos reikšmes garintuvo, kompresoriaus ir kondensatoriaus išėjimo angose (h_1 , h_2 , $h_3 = h_4$) ir vieną (atitinkančią vieną iš tų trijų entalpijų) slėgio arba temperatūros reikšmę. Norint apskaičiuoti šilumos perdavimo kiekius, būtinas šaldymo agento masės debitas. Šis laisvės laipsnis yra hidrodinaminis kintamasis, o ne termodinaminis, ir jo negalima užfiksuoti ciklo p - h diagramoje. Taigi šilumos siurblio ciklas iš viso turi keturis termodinامينius laisvės laipsnius (trys entalpijos ir slėgis/temperatūra) ir vieną hidrodinaminį (masės debitas). Jain & Alleyne (2011) pristatė šių laisvės laipsnių optimizavimo atvejį, siekiant sumažinti sunaikintos eksergijos kiekį. Eksergija – tai maksimalus naudingas darbas, kuris gali būti gautas termodinaminio proceso metu, sistemai pereinant į pusiausvyros būseną su aplinka. Teoriškai įrodyta, kad optimizavimas leistų padidinti šaldymo sistemos COP 52,5 %. Tačiau optimalūs ciklo darbiniai taškai gali būti pasiekti kartu reguliuojant sistemos aukštą ir žemą slėgį.

Jensen & Skogestad (2007) išnagrinėjo galimus garo kompresijos ciklo laisvės laipsnius iš komponentų perspektyvos. Buvo apibrėžti penki valdomi laisvės laipsniai: suspaudimo darbas, išsiplėtimo vožtuvo pralaidumas, efektyvus šilumos perdavimas dviejuose šilumokaičiuose ir „aktyvioji įkrova“ cikle. „Aktyvioji įkrova“ – tai šaldymo agento masė, sukaupia proceso komponentuose, daugiausia dviejuose šilumokaičiuose. Jensen & Skogestad (2007) siūlo kontroliuoti „aktyviosios įkrovos“ kiekį, kuris netiesiogiai nustato „slėgio lygį“ cikle. Tačiau kiti autoriai, optimizuodami ir valdydami garo kompresijos ciklo sistemas, iš esmės ignoravo šį laisvės laipsnį. Jensen & Skogestad (2007) darbe trys iš penkių nustatytų laisvės laipsnių yra apriboti dėl techninių priežasčių, paliekant du laisvės

laipsnius, kur optimizuojamas kondensatoriaus peršalimo ir garintuvo perkaitimo dydis.

Praktikoje šilumos siurblio sistemos darbui kontroliuoti dauguma valdymo metodų reguliuoja šaldymo agento masės debitą ir garintuvo slėgį arba temperatūrą. Kiti kintamieji (pvz., kondensatoriaus ir garintuvo išėjimų entalpijos) priklauso nuo šilumos perdavimo rodiklių ir aplinkos sąlygų. Šaldymo agento srautą galima valdyti kintamojo greičio kompresoriumi, o garintuvo būseną – kintamo pralaidumo išsiplėtimo vožtuvu. Tai suteikia du laisvės laipsnius. Tam tikrą šaldymo agento debito (arba kompresoriaus greičio) veikimo režimą turi atitikti unikali išsiplėtimo vožtuvo padėtis, kad būtų užtikrintos reikalaujamos garintuvo sąlygos. Dauguma tyrėjų nagrinėjamų valdymo metodų yra skirti manipuluoti vienu ar abiem šiais valdymo laisvės laipsniais, o pažangūs valdikliai sutelkia dėmesį į šių kintamųjų reguliavimą su tikslinės funkcijos optimizavimu (pvz., sumažinant eksergijos sunaikinimą, maksimizuojant *COP* arba tenkinant aušinimo ir šildymo poreikius).

Tradicinės šilumos siurblio veikimo režimo valdymo priemonės – tai kompresorius ir išsiplėtimo vožtuvai, šių sudėtinių dalių valdymo kombinacija. Kompresoriaus darbo ir galios reguliavimas šilumos siurbliuose gali būti atliekamas keliais režimais:

- įsijungimo ir išsijungimo (angl. *ON/OFF*) režimas – tai paprasčiausias valdymo būdas, kai kompresorius veikia arba visu pajėgumu, arba yra išjungtas. Šis metodas pasižymi cikliškais įjungimais ir išjungimais, kurie sukelia energijos nuostolius ir gali neigiamai paveikti įrenginio tarnavimo laikotarpį;
- vienodos arba skirtingos galios įsijungimo ir išsijungimo kompresorių kaskadinis veikimas: šiuo atveju naudojami keli kompresoriai, kurie įjungiami ir išjungiami pakopomis, priklausomai nuo šilumos poreikio. Tai leidžia geriau pritaikyti šilumos galią prie apkrovos nei naudojant vieną *ON/OFF* režimu veikiančią kompresorių, tačiau vis dar pasižymi tam tikrais efektyvumo nuostoliais.
- moduliacinis veikimo režimas (kintamojo greičio kompresorius): šis režimas leidžia tolygiai reguliuoti kompresoriaus galią priklausomai nuo šilumos poreikio. Tai užtikrina aukščiausią efektyvumą ir sumažina energijos nuostolius.

Šiuolaikiniuose šilumos siurbliuose vis dažniau naudojama kintamo greičio kompresoriaus ir kintamos padėties išsiplėtimo vožtuvo kombinacija. Šis sprendimas kažkada leido padidinti sezoninį $COP_{ss\ SEZ}$. Šie valdymo komponentai toliau tobulinami ieškant sprendimų, kurie padidintų $COP_{ss\ SEZ}$. Moduliacinis reguliavimas (tolygusis reguliavimas) yra tinkamiausias integruoto į vėdinimo sistemą šilumos siurblio kompresoriaus valdymo režimas. Kadangi tokio tipo sistemose nėra šilumos akumuliacijos, šilumos siurblys, skirtas oro paruošimo įrenginiui,

turi iškart reaguoti į nuolat kintantį šilumos poreikį. Tad „ON/OFF“ arba pakopinio valdymo tipo šilumos siurbLIAI nėra tinkami integruoti į oro paruošimo įrenginį. Be to, kaip rodo kitų tyrėjų darbai (Aprea et al., 2006; Dongellini et al., 2017), kintamojo greičio veikimas yra efektyvesnis, palyginti su pakopiniu bei įsijungimo ir išsijungimo veikimu. Aprea et al. (2006) savo darbe atliko šilumos siurblio (oras-vanduo tipo), veikiančio įsijungimo ir išsijungimo bei moduliaciniame režimais, palyginamąjį tyrimą. Rezultatai rodo, kad tolygusis reguliavimas leidžia 20 % sumažinti elektros energijos sąnaudas. Energijos taupymas daugiausia buvo susijęs su kompresijos santykio (laipsnio) sumažėjimu moduliacijos fazėje (Aprea et al., 2006). Įsijungimo ir išsijungimo ciklo veikimo efektyvumo degradacija, esant šilumos siurblio dalinei apkrovai, atsiranda dėl paleidimo nuostolių, kurie priklauso nuo įrenginio charakteristikų ir veikimo laiko (Xu et al., 2022). Dongellini et al. (2017) šilumos siurblio veikimo režimų tyrimo rezultatai rodo, kad šilumos siurblio, dirbančio tolygiojo reguliavimo režimu, sezoninis efektyvumas, palyginti su pakopiniu bei įsijungimo ir išsijungimo režimais dirbančiais siurbLIAIS, yra atitinkamai aukštesnis 8,3 % ir 15,4 %. Be to, moduliacinis reguliavimas leidžia sumažinti iki minimumo kompresoriaus įjungimo ir išjungimo ciklų skaičių, o tai turi teigiamą įtaką jo tarnavimo laikotarpiui.

Šilumos siurblio ciklo valdymo priemonės yra esminė efektyvios sistemos veikimo dalis, atsižvelgiant į stochastiškai kintančius energijos poreikius ir aplinkos sąlygas. Tyrimai rodo, kad moduliacinis veikimo režimas (kintamojo greičio kompresorius), derinamas su kintamos padėties išsiplėtimo vožtuvu, šiandien yra vienas iš tinkamiausių būdų valdyti šilumos siurblio parametrus, siekiant užtikrinti aukštą šilumos siurblio efektyvumą ir galimybę prisitaikyti prie kintančių šilumos poreikių vėdinimo sistemose, mažinant energijos sąnaudas, ilginant įrenginio tarnavimo laiką ir gerinant komfortą. Tačiau svarbus ne tik šilumos siurblio valdymo priemonių parinkimas, bet ir jų veikimo strategija bei logika – algoritmas, pagal kurį šios valdymo priemonės bus reguliuojamos. Kitame poskyryje aptariami šilumos siurblio valdymo algoritmai.

1.4.2. Šilumos siurblio valdymo algoritmai

Šilumos siurblio valdymo algoritmus galima suskirstyti į tradicinius, pažangius ir išmaniuosius.

Tradiciniai valdymo algoritmai yra plačiausiai naudojami šilumos siurblių valdymo metodai. Jie remiasi fiksuotais nustatymais ir paprasta įjungimo ir išjungimo valdymo logika, todėl juos lengva įdiegti ir prižiūrėti. Tačiau jie gali būti mažiau efektyvūs ir negali prisitaikyti prie kintančių sąlygų, tokių kaip lauko temperatūros svyravimai ar pastato šilumos poreikio pokyčiai.

Pažangūs valdymo algoritmai yra sudėtingesni, tačiau siūlo platesnį funkcijų ir galimybių spektrą. Jie gali atsižvelgti į daugiau kintamųjų, tokių kaip lauko ir

vidaus temperatūra, drėgmė, saulės radiacija ir sistemos veikimo sąlygos (pvz., šaltnešio slėgis ir temperatūra, oro srautas). Jie taip pat gali naudoti sudėtingesnius valdymo metodus, tokius kaip proporcingasis integralinis (PI) arba proporcingasis integralinis-diferencialinis (PID) valdymas, modelių pagrįstas prognozuojamasis valdymas (angl. *model predictive control*, *MPC*), neaiškios logikos valdymas (angl. *fuzzy logic control*, *FLC*), ir jų kombinacijas. Pažangūs valdymo algoritmai gali labai pagerinti šilumos siurblių efektyvumą ir našumą, optimizuodami energijos suvartojimą ir užtikrindami komfortą, tačiau juos gali būti brangiau ir sudėtingiau įdiegti.

Dirbtinio intelekto (DI) valdymo algoritmai yra pažangiausias šilumos siurblių valdymo algoritmų tipas. Pavyzdžiui, gilaus pastiprinamojo mokymosi (angl. *deep reinforcement learning*, *DRL*) algoritmai gali mokytis iš duomenų, optimalių veiksmų strategijų per sąveiką su aplinka, taip prisitaikydami prie kintančių sąlygų realiuoju laiku. DI valdymas taip pat gali integruotis su kitais išmaniaisiais namų įrenginiais ir sistemomis, kad optimizuotų energijos naudojimą ir komfortą. Šios technologijos turi potencialą labai pagerinti šilumos siurblių efektyvumą, našumą ir patogumą, tačiau jie vis dar yra ankstyvoje vystymosi stadijoje.

Toliau pateikiama kai kurių valdymo metodų, naudojamų šilumos siurbliams valdyti, apžvalga:

- PI/PID valdymas (Nasution et al., 2016; Yang & Ge, 2024): PI valdiklis naudojamas siekiant palaikyti tikslią norimo parametro (pvz., temperatūros, slėgio ar kt.) vertę, nuolat koreguojant šilumos siurblio darbą. Valdiklis matuoja esamą parametro vertę ir lygina ją su nustatyta. Reaguodamas į šį skirtumą (paklaidą), valdiklis apskaičiuoja valdymo veiksmą, kuris tiesiogiai veikia šilumos siurblio darbo režimą. Proporcingoji dalis (P) tiesiogiai reaguoja į dabartinę paklaidą, o integralinė dalis (I) atsižvelgia į paklaidos trukmę ir dydį praeityje, taip užtikrinamas tikslus nustatytos vertės palaikymas ir sumažinama statinė paklaida. Proporcingasis integralinis-diferencialinis (PID) valdymas yra PI valdymo plėtinys, papildomai naudojant diferencialinę dalį (D). Diferencialinė dalis reaguoja į paklaidos kitimo greitį ir padeda sumažinti sistemos svyravimus ir greičiau pasiekti nustatytą vertę. Nasution et al. (2016) tyrė PID valdymo taikymą oro kondicionavimo sistemoje, reguliuojant kompresoriaus greitį pagal patalpos temperatūrą. Rezultatai parodė, kad ši strategija sumažino energijos suvartojimą ir pagerino temperatūros kontrolę, palyginti su tradiciniu įjungimo ir išjungimo valdymu. Yang & Ge (2024) tyrė oro tiekimo įrenginio su šilumos siurbliu, pagrįsto sausikliu dengtais šilumokaičiais, našumo optimizavimą, taikydami skirtingas veikimo strategijas. Valdymas buvo įgyvendintas programuojamu loginiu valdikliu (PLC), naudojant PID algoritmą. Jie optimizavo elektroninio plėtimosi vožtuvo, kompresoriaus dažnio ir perjungimo periodo parametrus. Optimizuotos

strategijos leido pasiekti žymų *COP* padidėjimą – 25 % vasarą ir 78 % žiemą, palyginti su neoptimizuota sistema.

- Modeliu pagrįstas prognozuojamasis valdymas MPC: toks valdymas naudoja matematinį sistemos modelį jos būsimai elgsenai prognozuoti ir valdymo veiksams optimizuoti, atsižvelgiant į prognozuojamas apkrovas ir apribojimus. Tai leidžia proaktyviai valdyti sistemą, o ne reaguoti į jau įvykusius pokyčius. Wang et al. (2022) įdiegė MPC oro-oro tipo šilumos siurblyje ir pademonstravo jo gebėjimą optimizuoti energijos suvartojimą, išlaikant komforto lygį, reguliuojant vandens temperatūrų skirtumą. MPC algoritmas prognozuoja būsimą sistemos elgseną ir atitinkamai koreguoja valdymo veiksmus, tokius kaip kompresoriaus greitis ir vožtuvų padėtis. Hlanze et al. (2023) panaudojo modeliu pagrįstą prognozuojamąjį valdymą, siekdami optimizuoti fazių kaitos medžiagos (FKM) lubų plokščių, sujungtų su daugiapakopiu oras-oras tipo šilumos siurbliu, veikimą. Jų tyrimas parodė, kaip MPC gali būti sėkmingai pritaikytas sudėtingose hibridinėse sistemose, integruojant skirtingas energijos kaupimo technologijas.
- Neraiškiosios logikos valdymas: neraiškioji logika leidžia valdyti sistemas su neapibrėžtais ar netiksliais duomenimis, naudojant lingvistines sąvokas (pvz., tokias kaip „šalta“, „vidutinė“ ar „karšta“ temperatūra), o ne tiksliais skaičiais. Valdiklis, pagrįstas neaiškia logika, apdoroja šias lingvistines sąvokas pagal iš anksto nustatytas taisykles ir priima sprendimus, kaip valdyti sistemą. Tai ypač naudinga sistemoms, kurių veikimas priklauso nuo daugelio kintančių veiksnių, kuriuos sunku tiksliai aprašyti matematiškai. Putrayudha et al. (2015) pritaikė neaiškioją logiką grunto šaltinio šilumos siurblio sistemai. Tyrimas parodė, kad neaiškiosios logikos valdymas pagerino sistemos našumą ir vartotojo komfortą, efektyviau reaguojama į kintančias apkrovas ir aplinkos sąlygas.
- DRL algoritmai: Rohrer et al. (2023) savo darbe nagrinėjo giluminio stiprinamojo mokymosi (DRL) taikymą šilumos siurblių valdymo procesui. Jie sukūrė modeliu neparemtą metodą, leidžiantį DRL algoritmams išmokyti optimalių valdymo strategijų, sąveikaujant su simuliuojama aplinka. Tyrime buvo lyginamas DRL ir modeliu pagrįsto prognozuojamojo valdymo (MPC) efektyvumas, siekiant įvertinti DRL gebėjimą pasiekti panašius rezultatus be sudėtingų modelių kūrimo. Rezultatai parodė, kad DRL gali pasiekti MPC lygio našumą, efektyviai valdant šilumos siurblius ir palaikant komforto sąlygas. Šis metodas sumažina priklausomybę nuo tikslų pastato modelių, supaprastindamas diegimą ir potencialiai pagerindamas valdymo efektyvumą.

Apibendrinant galima teigti, kad šilumos siurbliams valdyti skirtų algoritmų raida nuosekliai juda nuo paprastų tradicinių sprendimų (įjungimo ir išjungimo

logika) link sudėtingesnių pažangių ir dirbtinio intelekto pagrindu veikiančių metodų. Tradiciniai algoritmai yra paprasti ir lengvai įgyvendinami, tačiau ribotai prisitaiko prie kintančių sąlygų. Pažangūs metodai, tokie kaip PI, PID, MPC ir FLC, leidžia efektyviau valdyti sistemos parametrus, o dirbtinio intelekto algoritmai (pvz., giluminis stiprinamasis mokymasis (DRL)) gali savarankiškai mokytis ir prisitaikyti realiuoju laiku, siūlydami dar daugiau galimybių šilumos siurblių veikimui optimizuoti. Tačiau dauguma šiuolaikinių sprendimų orientuojasi į esamų komponentų, tokių kaip kompresoriaus greičio, išsiplėtimo vožtuvo, ventiliatoriaus darbo, valdymą, o ne į naujų, inovatyvių elementų integraciją. Todėl ši sritis vis dar turi nepanaudoto potencialo. Atsiranda tyrimų niša, kur būtų galima išbandyti naujus konstrukcinius ir termodinaminis sprendimus.

Padidinus šilumos siurblio ciklo valdymo „laisvės laipsnių“ skaičių, įmanoma geriau kontroliuoti sistemos veikimą, kartu didinti našumą skirtingomis aplinkos ir šiluminės apkrovos sąlygomis. Atsižvelgiant į tai, galima teigti, kad tolesnis šilumos siurblių tobulinimas – ne tik algoritmų kūrimas, bet ir naujų „fizinį“ valdymo priemonių ar konstrukcinių sprendimų paieška – ir toliau išlieka perspektyvia kryptimi.

1.5. Šilumos siurblio veikimo ciklo tobulinimo tyrimai

Garo kompresijos ciklui būdingi termodinaminiai nuostoliai, palyginti su idealiu atvirkštiniu Karno ciklu. Tai yra termodinaminiai nuostoliai, susiję su vienos fazės dujų suspaudimu ir izoentalpinio išsiplėtimu (Park et al., 2015).

Pirmieji nuostoliai lemia aukštą šaldymo agento temperatūrą, padidėjusį kompresoriaus suspaudimo darbą ir didelį kondensatoriaus šilumos išsiskyrimą. Šie nuostoliai yra neigiamas veiksnys, kalbant apie garų kompresijos ciklo naudojimą šaldymo tikslams. Tačiau, naudojant šį ciklą šildymo procesui, dalis minėtųjų trūkumų tampa privalumais, paversdami energijos nuostolius į naudingą energiją. Be to, didelis suspaudimo laipsnis neišvengiamas dalykas lauko oro šaltinio šilumos siurbliams, dirbantiems šildymo tikslams šalto klimato zonose, nes būtent nuo šio rodiklio priklauso, kuriai lauko oro temperatūrai esant įrenginys galės veikti. Kuo aukštesnis galimas kompresoriaus suspaudimo laipsnis, tuo žemesnė lauko oro temperatūra, kuriai esant gali būti užtikrintas šilumos siurblio veikimas.

Antruosius nuostolius lemia izoentalpinio išsiplėtimo proceso metu prarandama energija, kuri galėtų būti paversta naudingąja energija. Be to, šie nuostoliai ypač pastebimi naudojant įrenginius su dideliais temperatūros skirtumais tarp garintuvo ir kondensatoriaus. Todėl, siekiant sumažinti šiuos nuostolius, galima išsiplėtimo darbą atliekančių įrenginių integracija į ciklą, siekiant išgauti dalį naudingosios energijos.

Nagrinėjant garo kompresijos ciklo technologijų pažangą, skirtą termodinaminiams nuostoliams mažinti ir įrenginių efektyvumui didinti, mokslinėje literatūroje aptariami įvairūs šio ciklo tobulinimo metodai. Vieni iš dažniau nagrinėjamų ciklo tobulinimo metodų apima peršaldymo (angl. *subcooling*) ciklus, išsiplėtimo nuostolių atgavimo ir kelių pakopų ciklus.

Peršaldymo cikluose daugiausia dėmesio skiriama papildomam šilumos šalinimui iš šaldymo agento po kondensacijos, siekiant padidinti garintuvo našumą. Šiame kontekste nagrinėjami įvairūs techniniai sprendimai, tokie kaip siurbimo linijos šilumokaitis (vidinis šilumokaitis) (Al-Obaidi et al., 2020; Pottker & Hrnjak, 2015), termoelektriniai aušintuvai (Kwan et al., 2020; X. Liu et al., 2019) ir mechaniniai antriniai aušintuvai (Khan & Zubair, 2000; Qureshi & Zubair, 2012).

Išsiplėtimo nuostolių atgavimo ciklai orientuojasi į nuostolių, atsirandančių šaldymo agento išsiplėtimo metu, mažinimą. Čia dažniausiai nagrinėjami plėtiklių (angl. *expander*), tokių kaip turbinos, naudojimo metodai (Huff et al., 2002; Wang et al., 2012) ir ežektorių (angl. *ejector*) integracija į garų kompresijos ciklus (Boumaraf et al., 2014; Cao et al., 2022).

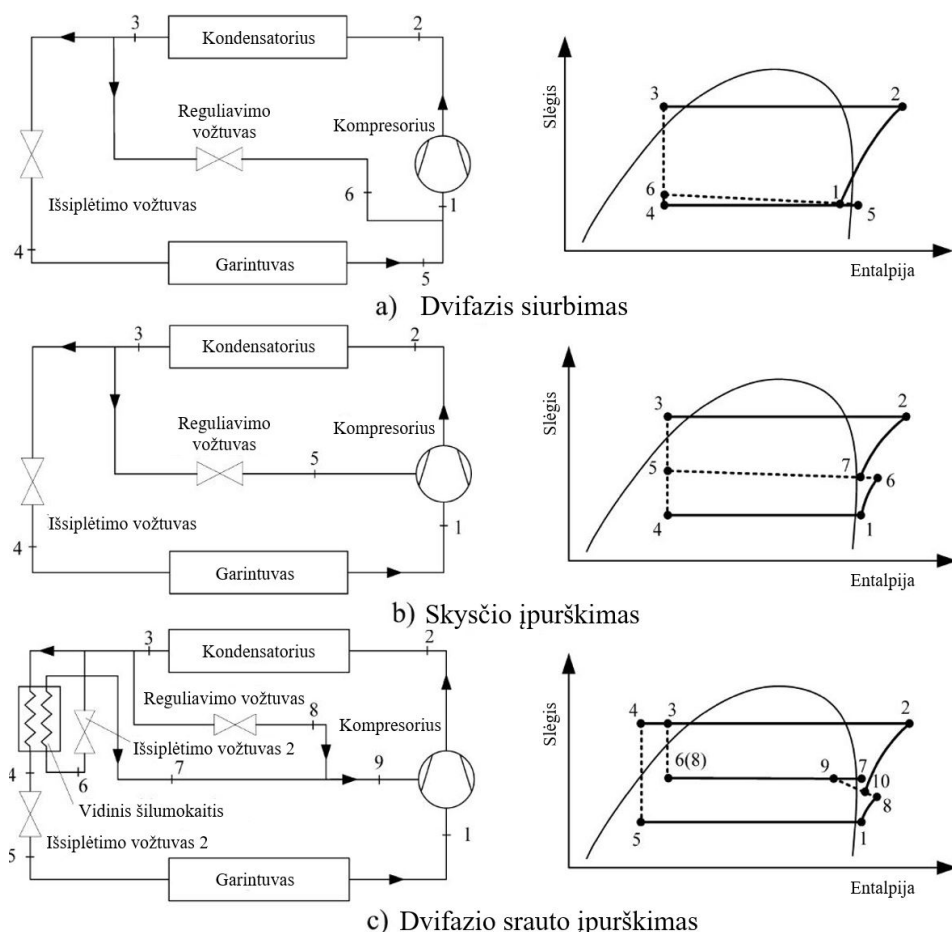
Kelių pakopų ciklai apima šaldymo agento įpurškimo technologijas, kurios leidžia pasiekti didesnę ciklo efektyvumą įvairiomis darbo sąlygomis. Pavyzdžiui, tyrimai nagrinėja garo arba skystosios fazės šaldymo agento įpurškimo ciklus (Cho et al., 2003), dviejų fazių šaldymo agento įpurškimo ciklus (Pathak et al., 2019) ir saturacijos (prisotinimo) ciklus (Lee et al., 2015).

Be to, šilumos siurblio veikimo ciklas nagrinėjamas ir iš šaldymo agento išleidimo temperatūros (angl. *discharge temperature*) pusės. Darbe (M. Yang et al., 2015) modeliuojami trys ciklo tobulinimai, siekiant sumažinti kompresoriaus išleidimo temperatūrą. Nagrinėjama dviejų fazių šaldymo agento siurbimo (1.8 pav., a), skystosios fazės įpurškimo (1.8 pav., b) ir dviejų fazių įpurškimo (1.8 pav., c) įtaka kompresoriaus išleidimo temperatūrai, esant fiksuotoms kondensacijos ir garavimo temperatūroms. Tyrimai rodo, kad visi trys būdai turi gerą potencialą išleidimo temperatūrai mažinti ir taip didinti suspaudimo proceso adiabatinį efektyvumą. Tačiau dviejų fazių įpurškimas pranoksta skysčio įpurškimą ir dviejų fazių įsiurbimą tiek šildymo, tiek vėsinimo efektyvumu, atitinkamai 4,8 % ir 11,8 %.

Kai kurie autoriai bando pagerinti garų kompresijos ciklo efektyvumą ne vadinamais ciklo priemonėmis (kurios turi tiesioginį kontaktą su šaldymo agentu), o keičiant antrinio fluido parametrus. Jacob et al. (2021) savo darbe pristato šilumos siurblių, veikiantį šaldymo režimu, kuriame pro kondensatorių prateka prieš tai tiesioginio vandens garavimo aušintuve atvėsintas oras. Termodinaminio požiūriu toks sprendimas leidžia sumažinti šaldymo agento garų kondensacijos temperatūrą (2–3 procesas, 1.9 pav.), dėl to atitinkamai mažėja ir kompresoriumi atlieka-

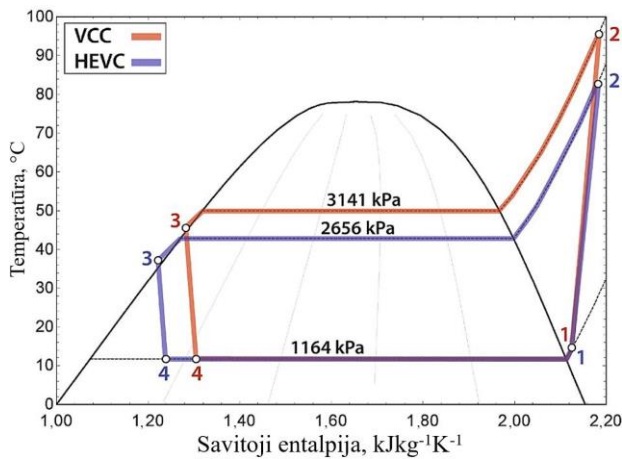
mas garų suspaudimo darbas (1–2 procesas, 1.9 pav.). Karštame ir sausame klimato šis metodas gali sumažinti vėsinimo energijos sąnaudas apie 20 %, tačiau jam reikia nemažo vandens kiekio vandens garavimo aušintuvo veikimui užtikrinti.

Aukštesnio veiksmingumo ieškoma derinant didžiausios apkrovos pasirinkimą su moduliavimo bei įjungimo ir išjungimo valdymo sistemomis (Bagarella et al., 2016), kai akumuliacinės talpos panaudojimas mažina šilumos siurblio kompresoriaus įjungimo ir išjungimo ciklų skaičių.



1.8 pav. Šilumos siurbių nestandartinio ciklo schemas ir p - h diagramos (Yang et al., 2015)

Fig. 1.8. Schemes and p - h diagrams of heat pumps with non-standard cycles (Yang et al., 2015)



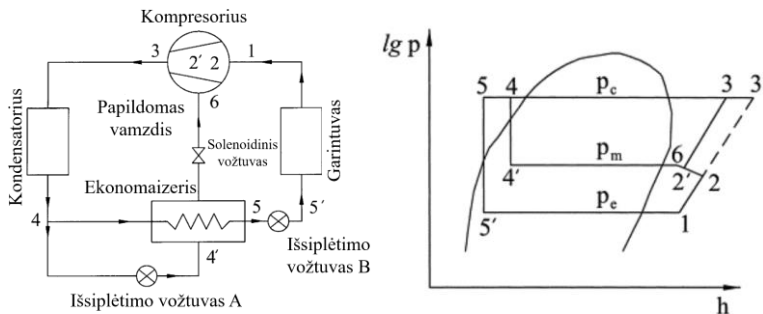
1.9 pav. Garo kompresijos ciklo sistema ir hibridinė garavimo ir garo kompresijos sistema T - s diagramoje (Jacob et al., 2021)

Fig. 1.9. Vapor compression cycle system and hybrid evaporative-vapor compression system in the T - s diagram (Jacob et al., 2021)

Šalto klimato zonose tradiciniai lauko oro šaltinio šilumos siurbliai, mažėjant lauko oro temperatūrai, susiduria su daugybe problemų, tokių kaip aukštas slėgių santykis, mechaninių tepimo savybių suprastėjimas kompresoriuje, apšalimas, šaldymo agento masės debito mažėjimas ir šildymo galios mažėjimas (Huang et al., 2017; L. Wang et al., 2018).

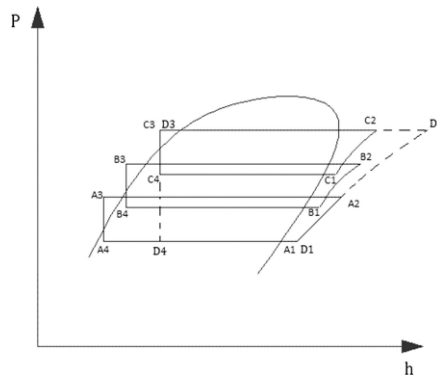
Darbinio agento masės debitas šilumos siurblyje yra svarbus vėdinimo šilumos atgavimo sistemose, nes turi įtaką jos efektyvumui. Šilumos siurblio veikimo metu didėjant kondensacijos ir garavimo slėgių santykiui, mažėja sistemos šaldymo agento masės debitas (Guoyuan et al., 2003). Ši problema yra sprendžiama keliais būdais. Vienas iš variantų šaldymo agento garų įpurškimo ciklais (1.10 pav.). Kaip rodo eksperimentiniai tyrimai (Guoyuan et al., 2003), tokio ciklo panaudojimas leido palaikyti beveik pastovų šaldymo agento debitą, pratędantį pro kondensatorių, mažėjant lauko oro temperatūrai.

Kitas atvejis (L. Wang et al., 2018) – kelių mažesnės galios šilumos siurblių derinių panaudojimas (1.11 pav.). Tokiu atveju oras praeina vieną po kito per atskirus šilumokaičius, taip palengva keisdamas savo parametrus. Tai leidžia sumažinti kiekvieno procese dalyvaujančio šilumos siurblio slėgio santykį. Taip išvengiama per didelio šaldymo agento masės srauto sumažėjimo. Be to, toks būdas leidžia kontroliuoti šildymo galios pajėgumą.



1.10 pav. Šilumos siurblio su šaldymo agento garų įpurškimo ciklu principinė schema ir p - h diagrama (Guoyuan et al., 2003)

Fig. 1.10. Schematic diagram and p - h diagram of a heat pump with a refrigerant vapour injection cycle (Guoyuan et al., 2003)



1.11 pav. Kelių šilumos siurblių ciklas p - h diagramoje (Wang et al., 2018)

Fig. 1.11. The cycle of multiple heat pumps in a p - h diagram (Wang et al., 2018)

Ištraukiamojo oro šilumos siurblys gali prisidėti prie aukšto slėgio santykio problemos sprendimo. Kadangi pro integruoto į vėdinimo sistemą šilumos siurblio garintuvą pratekantis oras yra aukštesnės (patalpos) temperatūros nei lauko oras. Žiūrint iš šilumos siurblio veikimo ciklo pusės, tai rodo, kad šaldymo agento garavimo temperatūra gali būti aukštesnė, palyginti su tradiciniu šilumos siurbliu, kai garintuvas yra lauke. Garų kompresijos ciklo izotermos artėja viena prie kitos. Tai leidžia eliminuoti aukštą suslėgimo laipsnį cikle, dėl ko mažėja kompresoriaus atliekamas darbas. Li et al. (2024) tyrime nagrinėjama vėdinimo sistema su dviem integruotais lygiagrečiai veikiančiais ištraukiamojo oro šilumos siurbliais. Rezultatai parodė, kad tokia sistema gali efektyviai išplėsti veikimo diapazoną ir sumažinti energijos sąnaudas, palyginti su įprastomis oro šaltinio šilumos siurblio sistemomis, ypač esant žemoms aplinkos temperatūroms. Esant 15 °C lauko temperatūrai, sistemos šildymo COP siekė 8,7.

Apibendrinant galima teigti, kad garo kompresijos ciklo tobulinimo tyrimai atspindi nuolatinį siekį mažinti termodinaminius nuostolius ir gerinti šilumos siurblių efektyvumą įvairiomis darbo sąlygomis. Šiuose tyrimuose nagrinėjami įvairūs sprendimai, tokie kaip išsiplėtimo nuostolių atgavimo technologijos, peršaldymo ciklai, darbinio agento parametrų optimizavimas, kelių pakopų ciklai ir kt. Šie bandymai rodo, kad garo kompresijos ciklo tobulinimo sritis aktyviai vystoma, ieškant naujų technologinių sprendimų, atsiveriančių platesnių galimybių šilumos siurblių efektyvumui didinti ir plėsti jų pritaikymo ribas. Todėl panašaus pobūdžio tyrimai, orientuoti į šilumos siurblių veikimo ciklo analizę ir tobulinimą, išlieka aktualūs tiek energijos taupymo, tiek klimato kaitos problemų sprendimo kontekste.

Analizuojant mokslinę literatūrą, paaiškėjo, kad dauguma tyrimų, orientuotų į šilumos siurblių efektyvumo didinimą, daugiausia dėmesio skiria esamų komponentų, tokių kaip kompresoriaus, išsiplėtimo vožtuvų ir šilumokaičių, optimizavimo procesui. Tačiau naujiems valdymo elementams ir jų potencialui šilumos siurblio darbą reguliuoti skiriama gerokai mažiau dėmesio. Viena iš sričių, kurios įtaka šilumos siurblio darbui kol kas mažai ištirta, yra aktyvaus kontūro tūrio keitimas.

Galima iškelti hipotezę, kad, keičiant šilumos siurblio aktyvaus kontūro tūrį, keičiasi ir jo veikimo charakteristikos bei parametrai. Dėl to kontūro tūrio keitimas galėtų tapti papildoma priemone šilumos siurblio darbui reguliuoti.

Tikėtina, kad šios naujos valdymo priemonės efektas šilumos siurblio ciklui turės šiek tiek panašumų su kai kuriais jau taikomais ciklo tobulinimo metodais. Keičiant aktyvaus kontūro tūrį, sistema tam tikra prasme gali priminti daugiapakopius ciklus, kur reguliavimas vyksta per skirtingus suspaudimo ar išsiplėtimo etapus. Pavyzdžiui, daugiapakopėse sistemose įtraukiami tarpiniai šilumokaičiai slėgio parametrams koreguoti, siekiant pagerinti bendrąjį veikimo efektyvumą. Taigi aktyvaus kontūro tūrio keitimą galima suvokti kaip būdą sukurti hibridinę arba tarpinę ciklo būseną.

Be to, ši idėja turi analogiją su sistemomis, kuriose naudojama kintama inercija, kai didinamas arba mažinamas darbinės terpės (šaldymo agento) kiekis, siekiant pritaikyti sistemą prie esamų sąlygų.

Taip pat aktyvaus kontūro tūrio keitimas turi panašumo su hibridinėmis sistemomis, kur naudojami skirtingi komponentai (pvz., perjungimas tarp skirtingų šilumokaičių tipų). Aktyvaus kontūro tūrio keitimas, tikėtina, galėtų sukurti „perjungimo“ efektą tarp skirtingų veikimo režimų, pritaikant sistemos parametrus konkrečioms sąlygoms ir užtikrinant optimalų jos veikimą.

Jei hipotezė būtų patvirtinta, kontūro tūrio reguliavimas galėtų tapti inovatyviu sprendimu, atveriančiu naujų galimybių šilumos siurblio darbui optimizuoti ir

jo efektyvumui didinti. Svarbu pabrėžti, kad mokslinėje literatūroje trūksta tyrimų, nagrinėjančių aktyvaus kontūro tūrio įtaką šilumos siurblio darbui, todėl ši sritis atrodo perspektyvi ir reikalaujanti papildomų tyrimų.

1.6. Eksperimentinių šilumos siurblių stendų apžvalga ir pagrindiniai reikalavimai

Šiame poskyryje nagrinėjami mokslinėje literatūroje aprašytų šilumos siurblių eksperimentiniai stendai, apžvelgiami jų konstrukciniai ypatumai, matuojami parametrai ir rezultatai. Remiantis atlikta analize, formuluojami pagrindiniai reikalavimai eksperimentiniam šilumos siurblio stendui, kuris bus naudojamas šiame darbe.

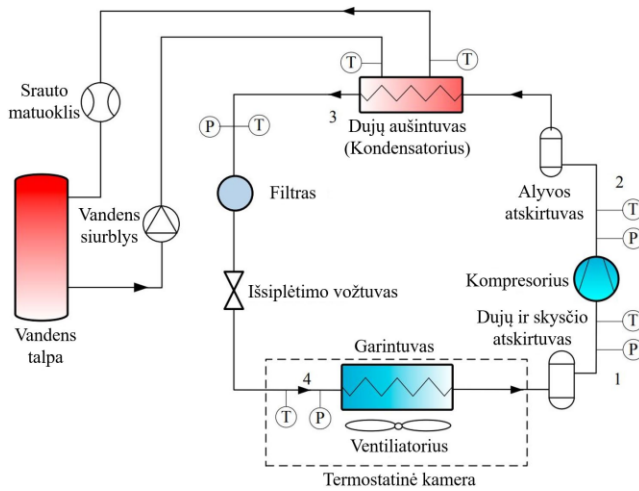
1.6.1. Eksperimentiniai šilumos siurblių stendai literatūroje

Mokslinėje literatūroje aprašomi įvairūs eksperimentiniai tyrimai, susiję su šilumos siurbliais, kuriems dažnai naudojami specialiai sukurti laboratoriniai stendai. Šie šilumos siurblių stendai nėra vienodi. Priklausomai nuo tikslo ir uždavinio skiriasi stendo konstrukcija, išdėstymas, prietaisų tipai ir kiekis. Tačiau šilumos siurblio funkcinė schema, jo termodinaminis ciklas ir matuojami parametrai praktiškai vienodi visuose tyrimuose.

Lu et al. (2019) savo eksperimentiniame darbe analizavo oro šilumos siurblio, kuriame naudojamas transkritinis CO₂ ciklas, efektyvumą. Šilumos siurblio kontūras (1.12 pav.) buvo sudarytas iš pagrindinių komponentų: kompresoriaus, kondensatoriaus, išsiplėtimo vožtuvo ir garintuvo. Sistemoje buvo integruotos apsaugos priemonės – šaldymo agento filtras ir separatoriai, o šilumos vartotojo funkciją atliko vandens talpa.

Eksperimentiniame stende matuota šaldymo agento temperatūra ir slėgis po kiekvieno pagrindinio komponento ir pašildyto vandens temperatūra prieš ir po kondensatoriaus. Nustatytos šiluminės galios, elektros energijos sąnaudų ir naudingumo koeficiento priklausomybės nuo sistemos slėgio skirtingomis aplinkos sąlygomis. Be to, eksperimento metu buvo analizuojamas termodinaminis ciklas *p-h* diagramoje, parodant įrenginio veikimą, esant įvairioms aplinkos temperatūroms.

Tyrimė Jia et al. (2022) buvo analizuojamas šilumos siurblys su lygiagrečiais kontūrais, skirtas ištraukiamojo oro energijos regeneracijai. Eksperimentiniame stende buvo naudojamas dviejų cilindrų sukamasis kompresorius, leidžiantis atskirus įsiurbimo ir išleidimo ciklus.



1.12 pav. Transkritinės CO₂ oro šaltinio šilumos siurblio sistemos schema
(Lu et al., 2019)

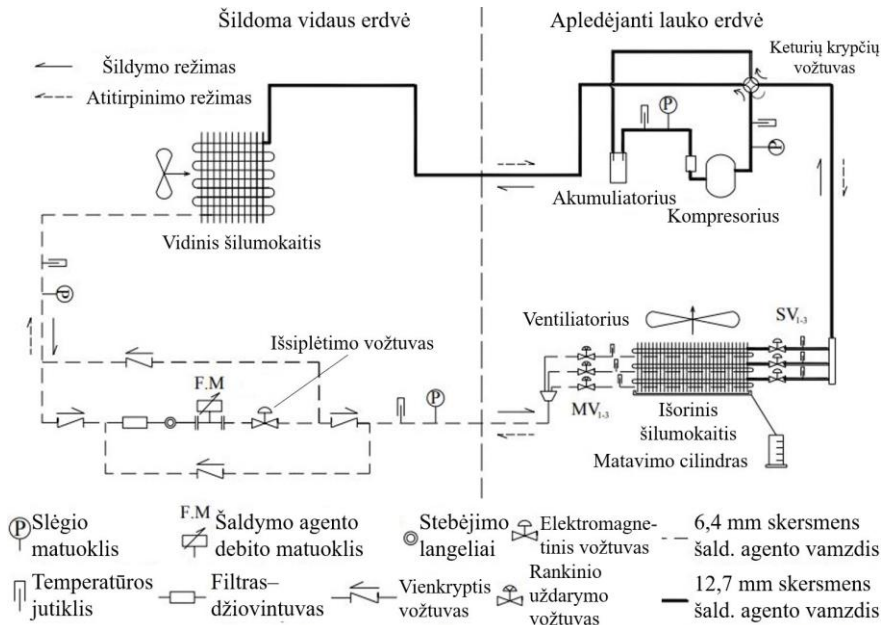
Fig. 1.12. Schematic of transcritical CO₂ air source heat pump system (Lu et al., 2019)

Sistema buvo sudaryta iš dviejų nepriklausomų kontūrų, kur kiekvienas turėjo savo garintuvą ir kondensatorių. Eksperimentai vyko klimatinėje kameroje, kur buvo atkurtos skirtingos žiemos ir vasaros sąlygos. Temperatūra patalpose svyravo nuo $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ iki $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, o oro drėgmė buvo reguliuojama pagal eksperimento poreikius. Sistema išbandyta įvairiomis oro srauto greičio ir kompresoriaus dažnio konfigūracijomis. Matuoti parametrai: šaldymo agento slėgis, temperatūra, masės debitas, oro temperatūra, drėgmė ir srauto greitis. Tyrimo rezultatai pateikti kaip šildymo galios ir *COP* priklausomybės nuo lauko oro temperatūros ir šilumos siurblio darbinio slėgio.

Song et al. (2014) savo darbe nagrinėjo oro šilumos siurblio išorinio šilumokaičio atitirpinimo efektyvumą. Eksperimentinis standas (1.13 pav.) buvo pritaikytas tiriant šerkšno susidarymą ir šilumokaičio atitirpinimą, taikant reversinį ciklą. Garintuvas buvo ypatingos konstrukcijos – padalytas į tris nepriklausomas sekcijas su atjungimo galimybe ir atitirpinto vandens matavimo įranga. Stende buvo matuojama šaldymo agento temperatūra, slėgis ir debitas bei fiksuojama oro temperatūra. Tai suformavo garintuvo paviršiaus temperatūros kitimo dinamika per atitirpinimo procesą.

Tyrimė Shirani et al. (2021) buvo atlikta ištraukiamojo oro šilumos siurblio, integruoto į vėdinimo sistemą, efektyvumo analizė. Eksperimentiniai duomenys buvo renkami realiomis įrenginio eksploataavimo sąlygomis, keičiant oro tiekimo ir ištraukimo ventiliatorių greičius. Buvo matuojami parametrai: oro temperatūra

ir drėgmė prieš ir po oro paruošimo įrenginio (4 taškai), tiekiamojo ir ištraukiamojo oro srautas, ventiliatorių ir šilumos siurblio kompresoriaus elektrinė galia. Tyrimo metu buvo tiriama oro temperatūros ir drėgmės pokyčių įtaka šilumos atgavimo efektyvumui. Eksperimentiniai duomenys buvo renkami 1 Hz intervalais, o rezultatai pavaizduoti *COP* priklausomybėse nuo išorinių sąlygų.



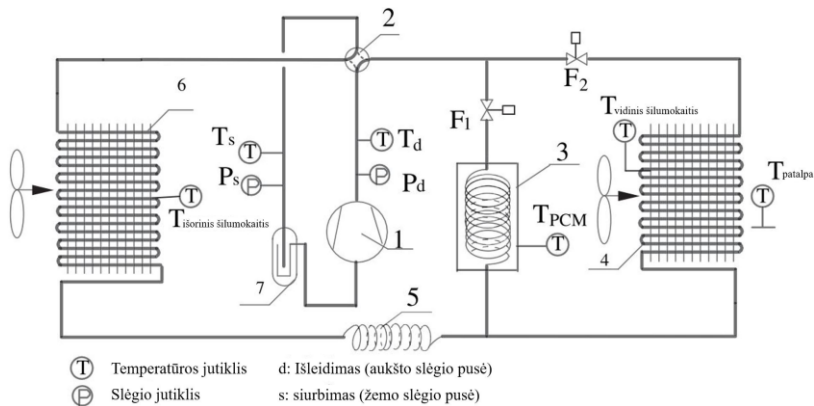
1.13 pav. Eksperimentinio oro šaltinio šilumos siurblio, įrengto klimatinėje kameroje, schema (Song et al., 2014)

Fig. 1.13. Schematic of the experimental air-source heat pump unit installed in an environmental chamber (Song et al., 2014)

Tyrimė (Wenju et al., 2011) nagrinėtas netradicinis šilumos siurblio išorinio šilumokaičio atitirpinimo metodas, naudojant šiluminės energijos kaupimo technologiją.

Eksperimentiniame stende (1.14 pav.) į šilumos siurblio kontūrą buvo papildomai įdiegtas šilumokaitis, užpildytas fazinio virsmo medžiaga (FVM), leidžiantis saugoti šilumos perteklius ir juos naudoti atitirpinimo procese. Eksperimentinių bandymų metu buvo naudojamas psichrometrinis kambarys su reguliuojama temperatūra ir drėgmė, siekiant imituoti realias šaltojo laikotarpio metu susidariusias sąlygas. Bandymo metu buvo fiksuojami šaldymo agento slėgis ir temperatūra, šilumokaičių paviršiaus temperatūra. Rezultatai parodė, kad FVM pagrindu

sukurtas metodas leido sutrumpinti atitirpinimo laiką 38 %, taip pat sumažino kompresoriaus apkrovą, pagerindamas bendrąją sistemos efektyvumą.



1 – kompresorius; 2 – keturių krypčių vožtuvas; 3 – PCM šilumokaitis; 4 – vidaus šilumokaitis; 5 – kapiliarinis vamzdelis; 6 – lauko šilumokaitis; 7 – dujų ir skysties atskirtuvas; F1 ir F2 – solenoidiniai reguliuojami vožtuvai.

1.14 pav. Oro šaltinio šilumos siurblio su tarpiniu fazinio virsmo medžiagos šilumokaičiu principinė schema (Wenju et al., 2011)

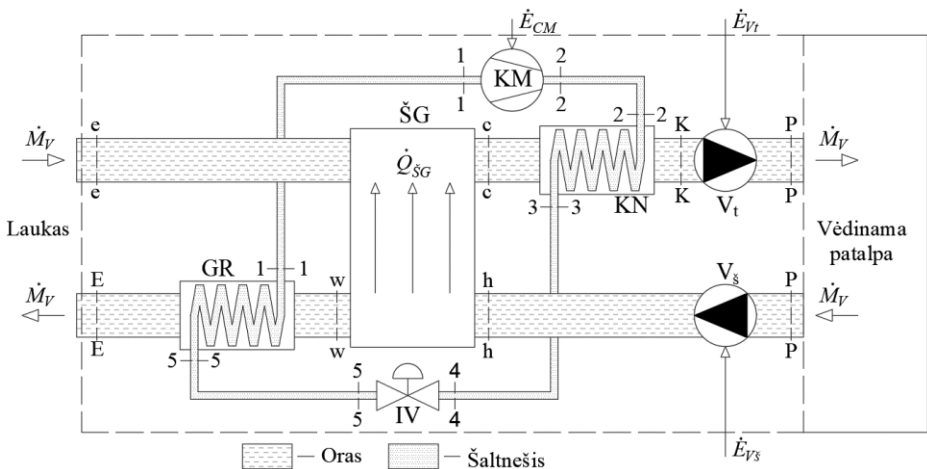
Fig. 1.14. Schematic of an air source heat pump with an intermediate phase change material heat exchanger (Wenju et al., 2011)

Analizuojant mokslinėje literatūroje aprašytus eksperimentinius šilumos siurbių standus, matyti, kad šių tyrimų metu taikomi metodai ir naudojamos technologijos yra gana įvairios. Nepaisant skirtumų konstrukcijose ir skirtingų tyrimų tikslų, jie remiasi standartine šilumos siurblio termodinamine schema, kurią papildo specifiniai komponentai ir inovacijos, atitinkančios kiekvieno tyrimo tikslus. Dalis tyrimų atliekama realiomis lauko oro sąlygomis, kituose tyrimuose naudojamos klimatinės kameros, leidžiančios simuliuoti įvairias aplinkos sąlygas. Dažniausiai matuojami parametrai – temperatūra, slėgis, oro ir šaldymo agento srautai – leidžia detalčiai analizuoti šilumos siurblio veikimą skirtingomis sąlygomis. Atsižvelgiant į analizuotus pavyzdžius, toliau formuluojami pagrindiniai reikalavimai eksperimentiniam šilumos siurblio stendui, kuris bus naudojamas šiame darbe.

1.6.2. Reikalavimai oro paruošimo įrenginio eksperimentinio šilumos siurblio stendui

Šiame poskyryje aptariami šilumos siurblio, integruoto į oro paruošimo įrenginį, eksperimentinio stendo projektavimo aspektai ir formuojamos pagrindinės rekomendacijos ir jo konstrukcijos reikalavimai.

Ekspimentinis stendas turi užtikrinti oro paruošimo įrenginio veikimą – tiekti šviežią orą į patalpą, prieš tai jį pašildžius ar atvėsinus, ir šalinti užterštą orą iš patalpos, siekiant užtikrinti tinkamą oro kaitą. Galima išskirti tris pagrindinius vėdinimo įrenginio komponentus: oro tiekimo ir ištraukimo ventiliatorius, šilumogražį ir šilumos siurbį. Nors siekiama išnagrinėti vėdinimo įrenginio su integruotu šilumos siurbliu veikimą, pats eksperimentinis stendas nebūtinai turi visiškai konstruktyviai atitikti įprastą vėdinimo įrenginio formą (vieno bloko konstrukciją). Svarbu atkartoti jo funkcionalumą. Taigi, siekiant supaprastinti stendo įsigijimo ir surinkimo procesą, siūloma išskaidyti sistemą į atskirus komponentus, o ne daryti vieno bloko konstrukcijos vėdinimo įrenginį, kuriame visi jo komponentai sumontuoti ant vieno rėmo. Galimas stendo pagrindinių elementų scheminis išsidėstymas parodytas 1.15 paveiksle.



1.15 pav. Vėdinimo įrenginio su integruotu šilumos siurbliu išskaidyto išdėstymo pavyzdys: KM – kompresorius; KN – kondensatorius; GR – garintuvas; IV – išsiplėtimo vožtuvas; ŠG – šilumogražis; V_t – oro tiekimo ventiliatorius; V_s – oro šalinimo ventiliatorius

Fig. 1.15. Example of an exploded layout of a ventilation unit with an integrated heat pump (KM – compressor; KN – condenser; GR – evaporator; IV – expansion valve; ŠG – heat recovery unit; V_t – supply air fan; and V_s – exhaust air fan)

Kaip ir realiame vėdinimo įrenginyje, oro paruošimo proceso pradžioje iš lauko paimamas oras pašildomas šilumogražyje, o iki projektinės temperatūros sušildomas šildytuve, kurio funkciją stende atlieka vienas iš šilumos siurblio šilumokaičių (kondensatorius). Sušilęs oras tiekiamas į patalpą. Iš patalpos šalinamasis oras prateka per šilumogražį, kuriame esanti ore šiluma perduodama tiekiamo

oro srautui. Paskui oras patenka į šilumos siurblio garintuvą, kuriame išgaunama likusi naudingoji šiluma. Oro tiekimą ir ištraukimą užtikrina du kanaliniai ventiliatoriai. Šilumos siurblio kontūrą sudaro kompresorius, išsiplėtimo vožtuvas ir minėtieji kondensatorius ir garintuvas. Toks išskaidytas stendo komponentų išsidėstymas ne tik palengvins veikimo procesą stebėjimą ir parametrų matavimo eigą, bet ir duos galimybę paprasčiau keisti sistemos komponentus būsimuose eksperimentuose.

Ortakiai, jungiantys visus sistemos komponentus, turi būti sandarūs ir izoliuoti šilumos izoliacija, siekiant eliminuoti sistemos šilumos nuostolių ir papildomo oro pritekėjimo ir išteklėjimo per nesandarias vietas įtaką tyrimo rezultatams. Tačiau kartais pasitaiko eksperimentinių stendų, kuriuose panaudoti permatomi ortakiai be šilumos izoliacijos (Gunt, 2019). Tokio tipo ortakiai leidžia stebėti ortakio sistemos viduje vykstančius procesus (pvz., kondensato susidarymą ir užšalimą ant garintuvo paviršiaus).

Pagrindinis tikslas – nustatyti viso įrenginio būdingųjų parametrų priklausomybę nuo kintamosios lauko temperatūros, išnagrinėti galimybę tais parametrais manipuluoti, siekiant užtikrinti kuo efektyvesnį vėdinimo įrenginio veikimą. Iš techninės pusės pagrindinis valdomas komponentas, nusakantis vėdinimo įrenginio veiksmingumo rodiklius, yra šilumos siurblys. Kitų vėdinimo įrenginio komponentų (šilumogrąžio, ventiliatorių) įtaka efektyvumo rodikliams gana pastovi. Todėl, projektuojant eksperimentinį stendą, pagrindinis dėmesys turi būti skiriamas šilumos siurbliui ir galimybei valdyti jo veikimo režimą.

Tradicinės šilumos siurblio valdymo priemonės – kompresorius ir išsiplėtimo vožtuvas. Kitų autorių tyrimo rezultatai rodo, kad vėdinimo įrenginiuose įjungiamo ir išjungiamo tipo kompresoriaus arba jų derinių naudojimas yra netinkamas. Tokiai sistemai sunku prisitaikyti prie nuolat kintančių oro parametrų, nes šie kompresoriai gali veikti tik visu galingumu, esant nustatytoms kondensavimosi ir išgarinimo temperatūroms (Martinaitis et al. 2012). Tinkamiausias variantas – eksperimentiniame stende naudoti kintamojo greičio kompresorių ir elektroninį išsiplėtimo vožtuvą, sudarant galimybę programuoti ir pasirinktu algoritmu valdyti šių prietaisų veikimo režimus.

Aeroterminio tipo šilumos siurbliams būdinga garintuvo užšalimo problema. Dažnai, veikiant šilumos siurbliui, garintuvo paviršiaus temperatūra nukrinta žemiau 0 °C. Oro temperatūra garintuve krinta žemiau rasos taško temperatūros, todėl ore esanti drėgmė kondensuojasi ant garintuvo paviršiaus, o vėliau pradeda formotis šerkšno sluoksnis. Susidarius tokiai situacijai, garintuve vykstantys šilumos mainų procesai su išore sulėtėja ir krinta per šilumokaitį pratekantis oro srautas. Šilumos siurbliai, integruoti į vėdinimo įrenginius, nėra išimtis, šios problemos būdingos ir jiems. Dėl užšalimo įtakos padidėja ventiliatorių energijos sąnaudos, kompresoriaus vartojama energija, sumažėja tiekiamo oro temperatūra, todėl į patalpas tiekiamas šaltas oras. Apšalus garintuvui, krinta garinimo slėgis,

todėl, jei sistemoje nėra įdiegta apsauginių priemonių, gali būti sugadintas kompresorius. Tad periodiškai reikia atlikti garintuvo atitirpinimo procedūrą.

Plačiausiai naudojami atitirpinimo metodai yra reversinio ciklo ir karštų dujų apėjimo linija. Tyrėjas iš Kinijos Song savo oras-oras tipo šilumos siurblio eksperimentiniame stende (Song et al., 2016) pritaikė reversinio ciklo išorinio šilumokaičio atitirpinimo technologiją. Ji realizuojama naudojant šaldymo agento kontūre instaliuotus vieną ketureižį vožtuvą (angl. *four-way valve*) ir keletą atbulinių vožtuvų, jų dėka šaldymo agentas pradeda cirkuliuoti atbuline kryptimi negu įprasto veikimo (šildymo režimu) metu. Šilumos siurblys, atitirpinant išorinį šilumokaitį, veikia atvirkštiniu režimu, jo kondensatorius ir garintuvas „apsikeičia“ vietomis. Lauke esantis šilumokaitis pradeda šildyti, o viduje šaldyti. Taip vyksta, kol lauke esantis užšalęs šilumokaitis nebus atitirpintas (Bareika, 2013; Frik, 2019; Z. Liu et al., 2018). Karštų dujų apėjimo linijos technologijos esmė ta, kad šaldymo agento suslėgtos karštos dujos po kompresoriaus yra tiesiai nukreipiamos į šilumos siurblio garintuvą, kad jį atitirpintų. Kaip rodo kitų tyrėjų darbai, toks atitirpinimo metodas reikalauja mažiau energijos sąnaudų, jo įtaka patalpos temperatūrai yra mažesnė, palyginti su reversinio ciklo metodu. Tačiau karštų dujų metodas yra pavojingesnis kompresoriaus normalaus darbo atžvilgiu, nes išauga skystojo šaldymo agento pasiurbimo į kompresorių rizika (Z. Liu et al., 2018). Reversinio ciklo technologijos naudojimas suteikia galimybę ne tik atitirpinti garintuvą, bet ir leidžia naudoti šilumos siurblių vėsinimo režimu. Toks sprendimas praplečia eksperimentinio stendo veikimo galimybių spektrą. Techniniu požiūriu karštų dujų apėjimo linijos technologijos realizavimas naujame stende nėra sudėtingas. Įrengiant naują stendą, pravartu įgyvendinti abi šias technologijas, tai leistų nustatyti skirtingų atitirpinimo metodų įtaką šilumos siurblio termodinaminiam ciklui.

Siekiant atlikti tikslią oro paruošimo įrenginio su integruotu šilumos siurbliu veikimo procesų analizę, būtina fiksuoti sistemos būdingųjų parametrų rodiklius. Tokio tipo sistemose dažniausiai matuojami tokie parametrai: šaldymo agento temperatūra, slėgis ir debitas; oro temperatūra, debitas ir santykinė drėgmė. Parametrai turi būti matuojami būdinguosiuose sistemos taškuose, kur jų dydžiai dėl sistemos komponentų veikimo gali pasikeisti. Šilumos siurblio veikimo ciklo metu įrenginio kontūre cirkuliuojantis šaldymo agentas nuolat varijuoja tarp garo, skystosios ir šių dviejų mišinio būsenos fazių. Norint stebėti šaldymo agento besikeičiančią fazės būseną, šilumos siurblio kontūre galima įrengti apžiūros langelius po kiekvienu pagrindiniu šilumos siurblio komponentu. Reikia atkreipti dėmesį, kad nuolat fazę keičiančio šaldymo agento debitą matuoti nėra lengvas uždavinys, kaip gali atrodyti. Taip pat svarbus įrenginio veiksmingumo koeficiento nustatymo aspektas yra jo suvartotas elektros kiekis. Todėl eksperimentiniame stende privalo būti galimybė nustatyti elektrą vartojančių sistemos elementų energijos sąnaudas. Be to, stende turi būti galimybė ne tik matuoti

parametrus realiuoju laiku, bet ir tam tikru periodiškumu fiksuoti ir kaupti matavimo rezultatus (Wenju et al., 2011; Lu et al., 2019; Song et al., 2016; Karim et al., 2019; Qiu et al., 2019).

Apibendrinant analizės rezultatus, galima konstatuoti, kad eksperimentinis oro paruošimo įrenginio su integruotu šilumos siurbliu standas turi atitikti šiuos reikalavimus:

- standas privalo fiziškai užtikrinti realiai veikiančio įrenginio funkcionalumą;
- standas turi turėti kuo platesnį veikimo režimo reguliavimo rinkinį tiek šilumos siurblio, tiek oro tiekimo ir ištraukimo pusėje;
- šilumos siurblyje turi būti garintuvo atitirpinimo funkcija;
- stende turi būti galimybė matuoti ir kaupti oro bei šaldymo agento fizikinius parametrus, debitus, duomenis apie suvartotos elektros energijos kiekius, stebėti šaldymo agento fazės būseną;
- rekomenduojama matuoti papildomus ir dubliuojančius parametrus, kurie leistų patikrinti energijos balanso lygčių tikslumą.

1.7. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas

Atlikus šilumos siurbių mokslinių tyrimų analizę, nustatyta:

1. Pastatų sektorius yra vienas iš pagrindinių energijos vartojimo sektorių, o šildymo, vėdinimo ir oro kondicionavimo (ŠVOK) sistemos sunaudoja daugiau nei pusę galutinės energijos. Tai lemia būtinybę ieškoti naujų ir efektyvesnių energijos naudojimo technologinių sprendimų. Literatūros analizė parodė, kad šilumos siurbių integracija į vėdinimo sistemas yra perspektyvi technologija, siekiant mažinti energijos suvartojimą pastatuose ir didinti jų energinį efektyvumą.
2. Atlikta šilumos siurbių ciklo valdymo metodų analizė parodė, kad tradiciniai valdymo sprendimai ne visuomet užtikrina efektyvų įrenginių veikimą, esant kintančioms aplinkos sąlygoms. Tai patvirtina būtinybę kurti ir tyrinėti naujas efektyvesnes valdymo priemones ir algoritmus.
3. Šilumos siurblio veikimo parametrų valdymas, keičiant jo aktyvaus kontūro tūrį, turi potencialą praplėsti veikimo diapazoną ir pagerinti jo efektyvumo rodiklius, tačiau mokslinėje literatūroje trūksta šios srities tyrimų.

Apžvelgus mokslinius tyrimus nustatyta, kad, siekiant spręsti šilumos siurblių valdymo ir efektyvumo didinimo problematiką, tikslinga taikyti analitinius tyrimo metodus kartu su eksperimentiniais bandymais. Tam reikia spręsti šiuos uždavinius:

1. Remiantis mokslinių tyrimų analize, parengti šilumos siurblio, integruoto į mechaninę vėdinimo sistemą, tyrimų metodiką.
2. Parengti oro paruošimo įrenginio šilumos siurblio analitinį termodinaminį modelį ir atlikti parametrinę analizę, siekiant nustatyti būdingųjų įrenginio veikimo parametrų priklausomybes nuo kintančios aplinkos oro temperatūros.
3. Parengti šilumos siurblio, veikiančio vėdinimo sistemoje, eksperimentinį standą, sukurti ir integruoti papildomą valdymo priemonę, leidžiančią keisti kontūro tūrį, ir atlikti eksperimentinius tyrimus, įvertinant įvairių valdymo priemonių įtaką šilumos siurblio termodinaminio veikimo ciklo parametrams.
4. Nustatyti oro paruošimo įrenginio šilumos siurblio valdymo tradicinėmis priemonėmis ir inovatyviu kontūro tūrio keitimo įrenginiu įtaką jo sezoninio veikimo efektyvumo rodikliams.

Šilumos siurblio vėdinimo sistemoje veikimo režimų analitinių ir eksperimentinių tyrimų metodika

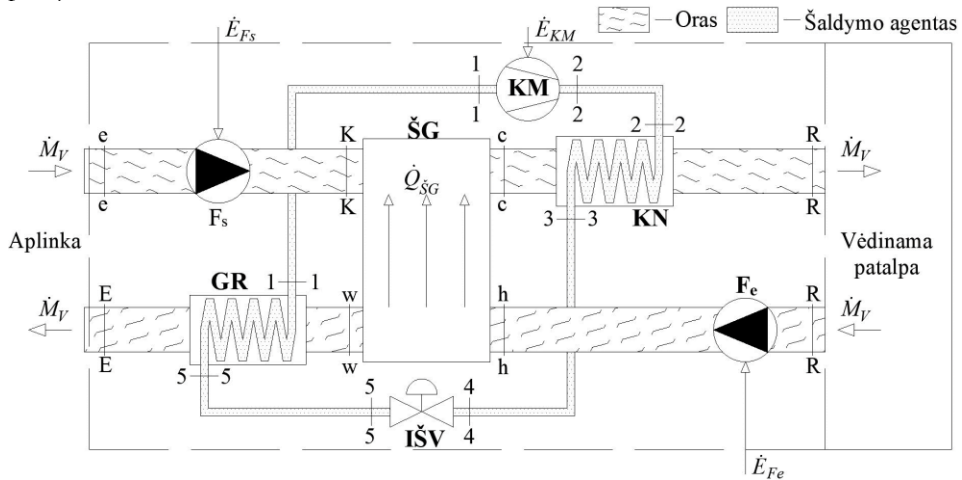
Šiame skyriuje pateikiama šilumos siurblio tyrimų metodika, taikoma tiek analitiniuose, tiek eksperimentiniuose tyrimuose. Pateikiama vėdinimo sistemos šilumos siurblio termodinaminė analizės metodika, eksperimentinio tyrimo metodika ir matavimo įranga. Taip pat pateikiama eksperimentinių duomenų apdorojimo ir modeliavimo metodika, leidžianti įvertinti šilumos siurblio darbo parametrus skirtingomis eksploatacinėmis sąlygomis.

Skyriaus tematika paskelbtos trys autoriaus mokslinės publikacijos (Frik & Bielskus, 2022; Frik, 2021; Frik et al., 2020).

2.1. Vėdinimo sistemos šilumos siurblio ir jo veikimo ciklo termodinaminės analizės metodika

Darbe analizuojami energijos virsmų procesai oro paruošimo įrenginyje (OPĮ), kurio pagrindiniai energijos transformatoriai yra šilumos siurblys (ŠS) ir šilumogražis (ŠG). OPĮ scheminis pavyzdys pateiktas 2.1. pav. ŠS sudaro kondensatorius

(KN), garintuvus (GR), kompresorius (KM) ir išsiplėtimo vožtuvus (IŠV). Naudojant du ventiliatorius (tiekimą – F_s ir šalinimą – F_e) ir minėtąjį vėdinimo šilumogražį (ŠG), suformuotas OPI. Disertacijoje analizuojami šių komponentų sąveikos parametrai charakteringomis OPI naudojimo sąlygomis. Charakteringomis naudojimo sąlygomis šio tyrimo kontekste suprantama lauko ir vėdinamos patalpos oro bei ŠS šaldymo agento būsenos, visų pirma apibūdinamos temperatūromis. Jos galėtų būti transformuojamos į kitus jas papildančius ar išvestinius parametrus (konkreto šaldymo agento entalpijas, entropijas, koentalpijas, slėgius ir pan.).



2.1. pav. Oro paruošimo įrenginio su šilumogražiu ir integruotu šilumos siurbliu principinė schema

Fig. 2.1. Schematic diagram of an air handling unit with a heat recovery exchanger and an integrated heat pump

OPI veiksmingumo koeficientas (COP_{OPI}) laikomas pagrindiniu jo efektyvumą apibūdinančiu rodikliu. Bendrasis OPI veiksmingumas COP_{OPI} praktiškai atitinka ŠS COP sampratą ir apskaičiuojamas pagal formulę (Martinaitis et al., 2022):

$$COP_{OPI} = \frac{\dot{Q}_{OPI}}{\dot{E}_{OPI}^+}, \quad (2.1)$$

čia $\dot{E}_{AHU}^+$ – termodinaminei sistemai suteiktas energijos srautas (tiek darbo, tiek šilumos forma), W. Šiuo atveju tai ventiliatorių ir KM naudojama energija.

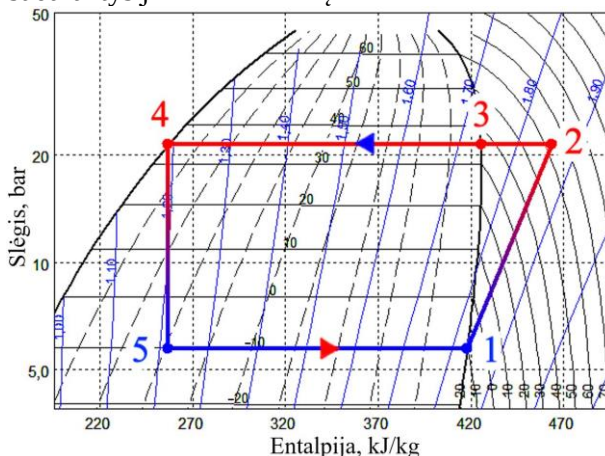
$\dot{Q}_{OPI}$ – šilumos srautas (W), reikalingas tiekiamam į patalpą orui pašildyti iki nustatytos patalpos temperatūros, gali būti apskaičiuotas:

$$\dot{Q}_{OPI} = \dot{M}_V c_{pa} (T_R - T_e) = \dot{V} \rho c_{pa} (T_R - T_e), \quad (2.2)$$

čia $\dot{M}_V$ – oro masinis debitas, kg/s; $\dot{V}$ – oro tūrinis debitas, m³/h; ρ – oro tankis, kg/m³; c_{pa} – savitoji oro šiluma, J/(kg·K); T_R – vėdinamos patalpos oro temperatūra, °C; T_e – aplinkos (lauko) oro temperatūra, °C.

Analizuojamas OPI (2.1. pav.) į vėdinamą patalpą tiekia ir iš jos ištraukia T_R temperatūros vėdinimui reikalingą oro kiekį M_V . Iš lauko imamas T_e temperatūros oras šiek tiek pašildomas tiekimo ventiliatoriuje ir T_K temperatūros patenka į ŠG, kuriame jo temperatūra pakyla nuo T_K iki T_c . Tuomet ŠS kondensatoriuje (KN) šis oras pašildomas iki T_R temperatūros ir tiekiamas į patalpą. Iš patalpos šalinamas T_R temperatūros oras, šalinimo ventiliatoriuje pašilęs iki T_h , ŠG atiduoda šilumą tiekiamam orui, atvėsdamas iki T_w . Tuomet ŠS garintuve oras toliau atiduoda šilumą, atšaldamas iki T_E , ir šalinamas į lauką.

Šilumos siurblio kontūras užpildomas šaldymo agentu, o 2.2 paveiksle pateikiama p - h diagrama iš SOLKANE kompiuterinės programos, kurioje matomi skirtingi procesai, sudarantys jo veikimo ciklą.



2.2 pav. Šilumos siurblio termodinaminis veikimo ciklas p - h diagramoje

Fig. 2.2. Heat pump thermodynamic operating cycle in the p - h diagram

Garintuve esant pastoviam slėgiui P_{GR} (izobarinis procesas) ir temperatūrai T_{GRizot} (izoterminis procesas), šaldymo agentas verda (5–1) ir garuoja. Garintuve šaldymo agentas gali būti perkaitinamas keletą laipsnių (Δt_{sh}), bet gali ir likti sausosios sočiosios (drėgno garo) būsenos T_1 . Tuomet kompresoriuje šaldymo agentas suslegiamas (1–2). Šaldymo agentas suspaudžiamas į P_{KN} slėgio perkaitintų garų būseną T_2 . Šis suspaudimas vyksta šiek tiek dešiniau idealaus izoentropinio proceso, priklausomai nuo KM vidinio izoentropinio efektyvumo (ε_{iC}). Šaldymo agento temperatūra pakyla keliomis dešimtėmis laipsnių. Vėliau perkaitintų garų būsenos šaldymo agentas patenka į KN, P_K slėgio izobariniame procese atiduoda šilumos srautą (2–4), reikalingą orui pašildyti nuo T_c iki T_K . KN pradžioje šaldymo

agentas atšąla iki sausųjų sočiųjų garų būsenos T_3 . Toliau jis izobarinio ir kartu izoterminio proceso metu, esant temperatūrai T_{KNizot} , kondensuojasi. Vėliau, izoentalpiškai plečiantis nuo P_{KN} iki P_{GR} išsiplėtimo vožtuve, šaldymo agentas atšąla iki GR izotermos temperatūros $T_5 = T_1$. Procesai vyksta esant kintamoms temperatūroms, bet ribotame tų temperatūrų diapazone. OPI turi suteikti patalpai vėdinti skirtam šviežiam orui (2.2) lygtimi nustatomą šilumos srautą. Termohidrodinaminiai procesai (visų pirma šilumos atidavimo, perdavimo rodikliai) kiekviename iš šilumokaičių (KN, GR, ŠG) laikomi panašiais. Toliau pateikiamos šių šilumokaičių energijos balanso (2.3–2.5) lygtys.

Energijos balanso lygtis kondensatoriui (KN):

$$\dot{Q}_{KN} = \dot{M}_f(h_2 - h_4) = \dot{M}_V(h_R - h_C) = \dot{M}_V c_{pa}(T_R - T_C), \quad (2.3)$$

čia $\dot{M}_f$ – šilumos siurblio šaldymo agento debitas, kg/s; h_2 ir h_4 – šaldymo agento entalpija prieš ir po kondensatoriaus, kJ/kg; h_C ir h_R – oro entalpija prieš ir po kondensatoriaus, kJ/kg; T_R – vėdinamos patalpos oro temperatūra, °C; T_C – oro temperatūra prieš kondensatorių, °C.

Skaitiniu požiūriu svarbios pasirenkamo šaldymo agento savybės, tačiau imama prielaida, kad jų įtaka OPI procesams nėra kuo nors išskirtinė negu kitais atvirkštinio ciklo atvejais. Šiame darbe naudojamas šaldymo agentas R410A.

Oro paruošimo įrenginiu tiekiamas ir ištraukiamas oro kiekis (V) yra pastovus, tačiau priklausomai nuo temperatūros keičiasi jo tankis (ρ) ir savitoji šiluminė talpa (c_{pa}). Dėl to kiekvieno proceso skaičiavimuose, kur naudojami oro masinis debitas ir (ar) savitoji šiluminė talpa, šie parametrai apskaičiuojami pagal atitinkamą oro temperatūrą šio proceso pradžioje.

Energijos balanso lygtis garintuvui (GR):

$$\dot{Q}_{GR} = \dot{M}_f(h_1 - h_5) = \dot{M}_V(h_w - h_E) = \dot{M}_V c_{pa}(T_w - T_E), \quad (2.4)$$

čia h_5 ir h_1 – šaldymo agento entalpija prieš ir po garintuvo, kJ/kg; h_w ir h_E – oro entalpija prieš ir po garintuvo, kJ/kg; T_w ir T_E – oro temperatūra prieš ir po garintuvo, °C.

Energijos balanso lygtis šilumogražiui (ŠG):

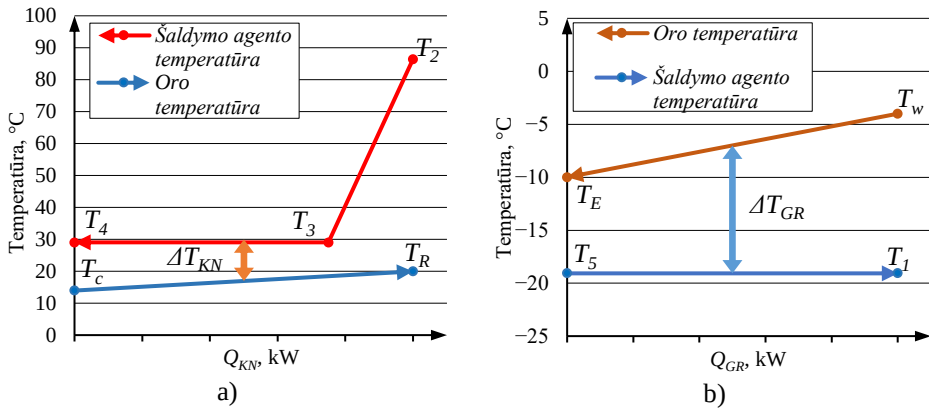
$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{ŠG}} &= \dot{M}_V(h_h - h_w) = \dot{M}_V(h_c - h_K) = \\ &= \dot{M}_V c_{pa}(T_h - T_w) = \dot{M}_V c_{pa}(T_c - T_K), \end{aligned} \quad (2.5)$$

čia h_h ir h_w – oro entalpija prieš ir po šilumogražio iš oro ištraukimo pusės, kJ/kg; h_K ir h_c – oro entalpija prieš ir po šilumogražio iš oro tiekimo pusės, kJ/kg; T_h ir T_w – oro temperatūra prieš ir po šilumogražio iš oro ištraukimo pusės, °C; T_K ir T_c – oro temperatūra prieš ir po šilumogražio iš oro tiekimo pusės, °C.

Skaiciavimuose priimta prielaida, kad į šilumogrąžį patenka lauko oras, pašildytas tiekimo ventiliatoriumi iki T_K temperatūros. Iš priešingos pusės į šilumogrąžį patenka vėdinamos patalpos oras taip pat pašildytas ištraukimo ventiliatoriumi iki T_h temperatūros. Daroma prielaida, kad visa ventiliatorių galia sunaudojama orui pašildyti. Taigi šilumogrąžio efektyvumas (ε_T) apskaičiuojamas pagal formulę:

$$\varepsilon_T = \frac{T_h - T_w}{T_h - T_K} \quad \text{arba} \quad \varepsilon_T = \frac{T_c - T_K}{T_h - T_K}. \quad (2.6)$$

Šilumos siurblio KN ir GR šilumos perdavimo procesai vyksta keičiantis oro ir šaldymo agento būsenoms, jų tipinė temperatūrų kitimo tarpusavio padėtis parodyta 2.3 paveiksle.



2.3 pav. Tipinis šilumnešių temperatūrų kitimas:
a – kondensatoriuje; b – garintuve

Fig. 2.3. Typical variation of fluid temperatures:
a) in the condenser and b) in the evaporator

Šilumos perdavimo procesai aprašomi panašiomis lygtimis tiek kondensatoriui, tiek garintuvui, esant atitinkamiems jų savitiesiems šilumos srautams $(Ak)_{KN}$ ir $(Ak)_{GR}$. Tarp oro ir šaldymo agento perduodamas šilumos srautas Q_{KN} (7) ir Q_{GR} (8) (Martinaitis et al., 2022):

$$\dot{Q}_{KN} = (Ak)_{KN} \Delta T_{KN}, \quad (2.7)$$

$$\dot{Q}_{GR} = (Ak)_{GR} \Delta T_{GR}. \quad (2.8)$$

čia ΔT – šilumos perdavimo temperatūros skirtumas, K; (Ak) – šilumokaičio savitasis šilumos srautas, W/K.

Šilumokaičių savitasis šilumos srautas (Ak) yra sudėtinis parametras, kuris priklauso nuo šilumos mainų ploto (A) ir šilumos perdavimo koeficiento (k). Parametro A reikšmė fizine prasme atspindi šilumokaičių dydį, kuris realiame įrenginyje nekinta. Šilumos perdavimo koeficientas k realiojo proceso metu gali svyruoti priklausomai nuo temperatūros, tačiau šis pokytis neturi reikšmingos įtakos šios analizės uždaviniams. Tad imama prielaida, kad šilumokaičių (Ak) dydžiai yra pastovūs, o jų skaitinės vertės yra vidutinės reikšmės, apskaičiuotos remiantis išankstinių šilumos siurblio eksperimentinio stendo bandymų duomenimis, kondensatoriaus (Ak)_{KN} = 170 W/K, garintuvo (Ak)_{GR} = 150 W/K.

Naudojant kondensatoriaus ir garintuvo energijos balanso (2.3) ir (2.4) lygtis, atitinkamai išreiškiamas šilumos perdavimo temperatūrinis skirtumas ΔT šiuose šilumokaičiuose:

$$\Delta T_{KN} = \frac{\dot{M}_V c_{pa} (T_K - T_C)}{(Ak)_{KN}}, \quad (2.9)$$

$$\Delta T_{GR} = \frac{\dot{M}_V c_{pa} (T_W - T_E)}{(Ak)_{GR}}. \quad (2.10)$$

Izotermų ir temperatūrų skirtumų kitimo priklausomybės susiejamos energijos balanso ir šilumos perdavimo lygtimis. Sprendimui supaprastinti imama, kad šaldymo agento temperatūra KN ir GR nekinta ir nėra „lūžio“ taškų, pvz., T_3 (2.3 pav., a). Realiajame procese jie vis tik būtų, bet jų įtaka šios analizės rezultatams nėra reikšminga. Gautos kondensatoriaus ir garintuvo izotermų (2.11) ir (2.12) lygtys:

$$T_{KNizot} = \frac{T_C + T_R}{2} + \Delta T_{KN} = \frac{T_C + T_R}{2} + \frac{\dot{M}_V c_{pa} (T_R - T_C)}{(Ak)_{KN}}, \quad (2.11)$$

$$T_{GRizot} = \frac{T_W + T_E}{2} - \Delta T_{EV} = \frac{T_W + T_E}{2} - \frac{\dot{M}_V c_{pa} (T_W - T_E)}{(Ak)_{GR}}, \quad (2.12)$$

čia T_{KNizot} – kondensatoriuje vykstančios kondensacijos temperatūra, K;
 T_{GRizot} – garintuve vykstančio garavimo temperatūra, K.

Garavimo izotermos temperatūros reikšmė nustatoma atsižvelgiant į:

- oro šiluminę talpą, ribojančią maksimalų šilumos kiekį, kuris gali būti perneštas tokių parametrų oro srautu.
- minimalų temperatūrinį skirtumą ΔT_{GR} , kuris priklauso nuo reikiamos garintuvo šiluminės galios Q_{GR} ir būdingojo šilumokaičio parametro – garintuvo savitojo šilumos srauto (Ak)_{GR}.

Šioje termodinaminėje analizėje garavimo izotermos temperatūra T_{GRizot} nustatoma iteraciniu metodu, kad būtų kiek įmanoma aukštesnė, bet tenkintų įvairytas ribas.

Šilumos siurblio veikimo efektyvumas apibūdinamas jo naudingumo koeficientu COP_{SS} , kuris nustatomas pagal (2.13) formulę:

$$COP_{\text{SS}} = \frac{\dot{Q}_{KN}}{\dot{E}_{\text{SS}}^+} = \frac{\dot{M}_f(h_2 - h_4)}{\dot{M}_f(h_2 - h_1)} = \frac{\dot{M}_V c_{pa}(T_R - T_C)}{\dot{M}_f(h_2 - h_1)}. \quad (2.13)$$

Disertacijoje imama prielaida, kad šilumos siurblio kompresorius yra beveik idealus, jo veikimo charakteristikos nėra techniškai apribotos – jis gali tiksliai palaikyti šaldymo agento debitą ir sukurti bet kokią reikalaujamą slėgį. Todėl jo veikimo galia nusakoma tik šilumos siurblio termodinaminiu ciklu, o tiksliau charakterizuojama entalpijų skirtumu (1–2 procesas, 2.2 pav.) ir šaldymo agento debitu. Vienintelis šiuose skaičiavimuose parametras, būdingas kompresoriams, rodantis jo netobulumą – izoentropinis efektyvumas ε_{ic} . Šis parametras rodo kompresoriumi atliekamo dujų suspaudimo proceso nuokrypį nuo izoentropinio suspaudimo.

OPI funkcionalumo nulemti nepriklausomi parametrai yra oro tūrinis debitas $\dot{V}$, pastovios T_R temperatūros į patalpą tiekiamas ir tokios pat temperatūros ištraukiamas oras. Nepriklausomas yra ir su ŠS technologiškai susijusio ŠG temperatūrinis efektyvumas ε_T . Jis nulemia ŠS proceso uždavinio požiūriu nepriklausomų temperatūrų T_c , T_w kitimą toliau pateiktose lygtyse. Kintamieji parametrai priklauso nuo nuolat kintančios aplinkos oro temperatūros T_e . Toliau pateikiamos pertvarkytos lygtys, išreiškiančios OPI integrato šilumos siurblio KN izotermos ir temperatūrinio skirtumo reikšmes.

KN izotermos lygtis ir jo temperatūrinis skirtumas:

$$T_{KNizot} = \frac{T_h(1 + \varepsilon_T) + T_e(1 - \varepsilon_T)}{2} + \frac{\dot{M}_V c_{pa}(1 - \varepsilon_T)(T_h - T_e)}{(Ak)_{KN}}, \quad (2.14)$$

$$\Delta T_{KN} = T_{KNizot} - \frac{\varepsilon_T T_h + T_K + T_e(1 - \varepsilon_T)}{2}. \quad (2.15)$$

Oro temperatūra po garintuvo, t. y. paliekanti OPI:

$$T_E = \left(T_h(1 - \varepsilon_T) + \varepsilon_T T_e - \frac{\Delta T_{GR}(Ak)_{GR}}{\dot{M}_V c_{pa}} \right). \quad (2.16)$$

Parametrinėje analizėje priimtos tokios prielaidos:

- patalpos ir lauko oras yra sausas, tiekiamo ir šalinamo oro kiekiai lygūs ir pastovūs ($\dot{M}_V = \text{const}$);
- OPI yra vertinimas kaip idealiai izoliuotas nuo šilumos pateikimo iš aplinkos (adiabatinis) per korpusą. Be kitų šildytuvų, oras gauna šilumą veikiamas ventiliatorių (Fe ir Fs);

- Fe ir Fs galia pasirenkama pagal rekomenduojamą savitosios ventiliatoriaus galios rodiklį SFP , išreiškiamą $W/m^3/s$ (Europos Komisija, 2014);
- patalpoje nėra jokių vėdinimui priskiriamų šilumos pritekių ar kitų šilumos šaltinių;
- ventiliatoriais Fe ir Fs veikiami oro temperatūrų pokyčiai įvertinami lygtimi, tariant, kad visa jų galia sunaudojama orui pašildyti;
- sistema yra pastovios būsenos ir nepaisoma slėgio, šilumos, kinetinės ir potencinės energijos nuostolių;
- šaldymo agento perkaitimo (*angl. superheating*) ir peršaldymo (*angl. sub-cooling*) laipsnių poveikiai imami lygūs nuliui;
- nevertinami „lūžio“ taškai, tokie kaip T_3 (2.3 pav., a) (šaldymo agento temperatūra nesikeičia per visą KN ir GR ilgį).

Pradiniam skaičiavimo etape pasirenkamos OPI pagrindinės charakteristikos, naudojamos atliekant termodinaminio modelio skaičiavimus. Iš inžinerinės praktikos šiai dienai dažnai statomi gyvenamieji pastatai, kuriuose gyvenamųjų kambarių skaičius gali siekti 4–5 (kartu su svetaine), drėgnų patalpų įprastai būna 2–3 (vonios, džiovyklos, tualetai), kitos pagalbinės patalpos (pvz., techninės). Atsižvelgus į Europos galiojančius teisinius reglamentus (European Committee for Standardization, 2019), tokiuose pastatuose ištraukiamasis oro kiekis gali siekti 350–450 m^3/h . Jei šalinimo iš pastato oro kiekis yra 350–450 m^3/h , tuomet ir tiekiamo oro kiekis turėtų būti tas pats, nevertinat atvirųjų židinių (jie reikalauja dar papildomai tiekiamo oro kiekio). Parametrinei analizei imama, kad OPI tiekiamasis ir ištraukiamasis oro kiekis yra lygus $V = 430 \text{ m}^3/h$. Be to, tokio sąlygiškai nedidelio našumo vėdinimo įrenginiai gali būti pritaikyti nedideliuose biurų pastatuose arba biuruose, kur erdvė išskaidyta į atskiras zonas.

Oro paruošimo įrenginiu tiekiamo oro temperatūra yra pastovi ir lygi patalpos oro temperatūrai $T_R = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Dažniausiai oro paruošimo įrenginiuose naudojami dviejų tipų šilumogrąžiai – plokšteliniai ir rotaciniai. Plokštelių vėdinimo šilumogrąžių efektyvumas siekia 70–90 %, rotacinių šilumogrąžių prasideda nuo 80 % (O’connor et al., 2016). Šio uždavinio sprendimo ribose, skaičiavimų požiūriu, šilumogrąžio tipas nėra reikšmingas, įtaką turi jo efektyvumas. Imama, kad į OPI įmontuotas rotacinis šilumogrąžis, kurio temperatūrinis efektyvumas yra $\varepsilon_T = 80 \text{ } \%$.

Ventiliatorių (Fe ir Fs) savitoji galia pasirenkama pagal rekomenduojamą savitosios ventiliatoriaus galios rodiklį SFP , išreiškiamą $W/m^3/s$ (European Commission, 2014). Vėdinimo įrenginiams, kurių bendrasis tiekiamasis bei ištraukiamasis oro kiekis yra $< 2 \text{ m}^3/s$, maksimalus galimas SFP rodiklis lygus $250 \text{ W/m}^3/s$.

Šiame analitiniame modelyje priimta prielaida, kad šilumokaičių savitųjų šilumos srautų (Ak) dydžiai yra pastovūs, o jų skaitinės vertės yra vidutinės reikšmės, apskaičiuotos remiantis išankstinių šilumos siurblio eksperimentinio stendo bandymų duomenimis, kondensatoriaus (Ak)_{KN} = 170 W/K, garintuvo (Ak)_{GR} = 150 W/K. Kompresoriaus izoentropinis efektyvumas imamas $\eta_{ize} = 0,8$. Šaldymo agento peršaldymo (*angl. sub-cooling*) kondensatoriuje ar perkaitinimo (*angl. superheating*) garintuve nenumatyta.

Šios termodinaminės parametrinės analizės rezultatai yra pateikti 3.1 poskyryje. Toliau bus pristatomas šilumos siurblio, integruoto į vėdinimo sistemą, eksperimentinis bandymų stendas.

2.2. Eksperimentinis stendas ir priemonės

Šiame poskyryje pristatomas eksperimentinis tyrimų stendas, suprojektuotas analizuoti šilumos siurblio su kintamo tūrio kontūru veikimą mechaninio vėdinimo sistemoje. Aprašoma tiriamojo objekto konstrukcija, pagrindiniai komponentai ir jų techninės charakteristikos, taip pat pateikiamas išsamus naudotos matavimo įrangos aprašymas. Atskirai pristatomi specialiai sukurti tūrio praplėtimo įrenginys ir šaldymo agento debito matavimo prietaisai.

2.2.1. Eksperimentinis bandymų stendas

Tyrimų objektas yra vėdinimo įrenginys su integruotu kintamo tūrio šilumos siurbliu be šilumogražos šilumokaičio, o jo principinė schema pateikta 2.4 paveiksle. Vėdinimo sistemos šilumos siurblio eksperimentinis stendas buvo suprojektuotas remiantis pirmajame skyriuje pateikta kitų tyrėjų panašios paskirties ir konstrukcijos eksperimentinių stendų apžvalga. Tai padėjo sukurti konstrukciją, atitinkančią tyrimų tikslus ir užtikrinančią stendo funkcionalumą bei tinkamumą skirtingiems eksperimentiniams scenarijams.

Kadangi pagrindinis tyrimo objektas yra šilumos siurblys, siekiama jį analizuoti kuo platesniame veikimo diapazone. Todėl eksperimentiniame stende buvo atsisakyta šilumogražio. Tai lėmė faktas, kad šilumogražis, nors ir pagerina bendrąjį OPI efektyvumą, kartu sumažina iš šilumos siurblio reikalaujamą šiluminę galią, taip apribodamas jo veikimo temperatūrų diapazoną.

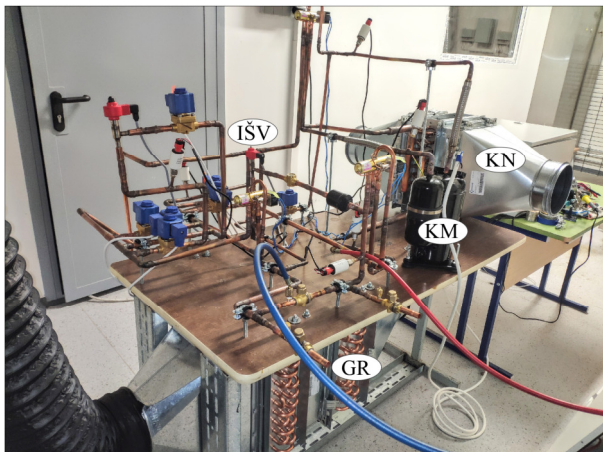
2.4 paveiksle pateikta vėdinimo įrenginio su kintamo tūrio šilumos siurbliu principinė schema. Šio tiriamojo objekto pagrindinis tikslas – tiekti šviežią pašildytą orą į patalpas, o užterštą patalpų orą pašalinti ir atgauti iš jo šilumą, naudojant šilumos siurblių. Pagrindiniai tiriamojo objekto komponentai yra tiekimo (Fs) ir ištraukimo (Fe) ventiliatoriai (našumas po 430 m³/h), kondensatorius (KN), garintuvas (GR), kompresorius (KM), išsiplėtimo vožtuvas (IŠV) ir daugiapakopis

rintuvui atitirpinti apšalimo metu. Vis dėlto, atliekant eksperimentinius bandymus, dėmesys buvo sutelktas tik į šildymo sezoną, o šių papildomų valdymo elementų veikimas nebuvo tiesiogiai analizuojamas.

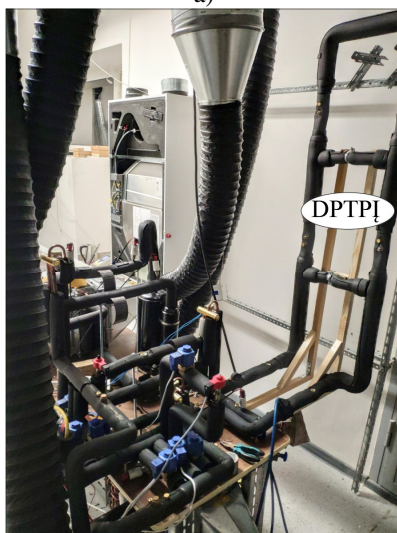
2.1 lentelė. Eksperimentinio stendo pagrindinių komponentų techninės charakteristikos
Table 2.1. Technical specifications of the main components of the experimental setup

Eksperimentinio stendo komponentas	Techninės charakteristikos	Žymėjimas diagramoje	Gamintojas, miestas ir šalis
Tiekimo ir išmetimo ventiliatorius „RS-315L EC“	Oro srautas: 430 m ³ /h	F _s and F _e	Ruck Ventilatoren GmbH, Boxberg, Vokietija
Ventiliatoriaus variklių potenciometras „EC-10“	Valdymo signalas: 0–10 V	–	Ruck Ventilatoren GmbH, Boxberg, Vokietija
Šilumos siurblio kompresorius „YA281X3CS-4MT“	Šaldymo agentas: R410A; įtampa: 380–415 V; šildymo galia: 6,92 kW	KM	GMCC, Foshan, Kinija
Dažnio keitiklis „Lenze i550“	Įtampa: 380–415 V	–	Lense, Hamelin, Vokietija
Išsiplėtimo vožtuvas „Carel E2V14 BSF01“	Didžiausias diferencinis slėgis: 35 bars; uždarymo žingsniai: 480.	IŠV	Carel, Breganze, Italija
Kondensatorius	DX šilumokaitis, šilumos mainų paviršius: 4,5 m ² ; oro srautas: 400 m ³ /h, slėgio kritimas: 25 Pa	KN	Komfovent, Vilnius, Lietuva
Garintuvas	DX šilumokaitis, šilumos mainų paviršius: 5,9 m ² ; oro srautas: 400 m ³ /h, slėgio kritimas: 18 Pa	GR	Komfovent, Vilnius, Lietuva
Mikrovaldiklio plokštė „Arduino Mega 2560“	Darbinė įtampa: 5 V; skaitmeninis I/O: 54; analoginis jėjimas: 16; atmintis: 256 KB; SRAM: 8 KB.	–	Arduino, Ivrea, Italija
Daugiapakopis tūrio praplėtimo įrenginys	1-oji išsiplėtimo pakopa – tūrio padidėjimas yra $V1 = V0 + 17,0 \%$; 2-oji – $V2 = V0 + 26,4 \%$; 3-oji – $V3 = V0 + 34,4 \%$;	DPTPI	–

Taip pat stende yra įdiegta oro ir šaldymo agento parametrų matavimo įranga. Ji detaliau aprašyta 2.2.3. poskyryje, o 2.5 paveiksle pateikiamas tyrimo objekto (eksperimentinio tyrimo) stendas.



a)



b)

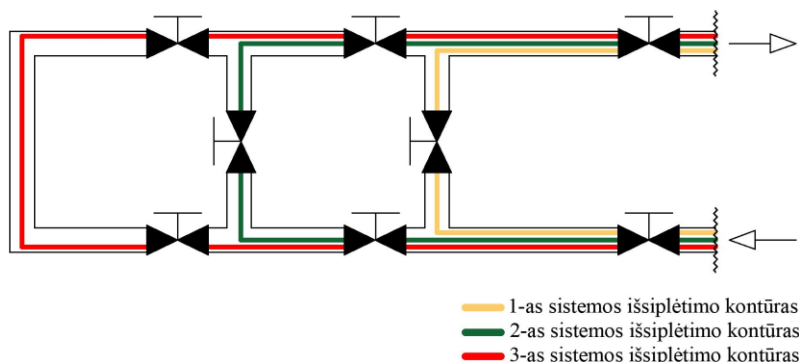
2.5 pav. Eksperimentinio stendo bendrasis vaizdas: a – eksperimentinis stendas be šiluminės izoliacijos ir tūrio išplėtimo; b – eksperimentinis stendas su šilumine izoliacija ir tūrio išplėtimo įrenginiu

Fig 2.5. General view of the experimental bench: (a) the experimental bench without thermal isolation and volume expansion and (b) the experimental bench with thermal isolation and a volume expansion unit

2.5 paveiksle pateiktos eksperimentinio stendo skaitmeninės nuotraukos: a dalyje pavaizduotas stendas gamybos etape, kai dar nėra įrengta šiluminė izoliacija ir tūrio išplėtimas; b dalyje parodytas izoliuotas stendas, papildytas tūrio išplėtimo įrenginiu ir papildomais komponentais, tokiais kaip lanksčiosios oro tiekimo ir šalinimo sistemos ortakiai. Be to, paveiksle pažymėti pagrindiniai tiriamojo stendo elementai (kompresorius, garintuvas, kondensatorius, išsiplėtimo vožtuvas, daugiapakopis tūrio praplėtimo įrenginys), o jų žymėjimai sutampa su 2.4 paveikslu ir 2.1 lentele.

2.2.2. Daugiapakopis tūrio praplėtimo įrenginys

Eksperimentiniame bandymų stende įrengtas kelių pakopų tūrio didinimo įrenginys (DPTPI), leidžiantis padidinti šilumos siurblio vidinį tūrį. Šis įtaisas sumontuotas tarp garintuvo (GR) ir elektroninio išsiplėtimo vožtuvo (IŠV) ir suteikia galimybę sistemingai didinti tūrį, atsižvelgiant į eksperimentų poreikius. Pradinio tūrio ($V_0 = 4,76 \text{ dm}^3$) didinimas atliekamas trimis pakopomis: 17,0 % (+0,81 dm^3) (V1), 26,4 % (+1,26 dm^3) (V2) ir 34,4 % (+1,64 dm^3) (V3), kas leidžia lanksčiai keisti sistemos parametrus ir analizuoti jos veikimą skirtingais režimais. Principinė tūrio kitimo įrenginio schema pateikta 2.6 paveiksle.



2.6 pav. Daugiapakopis tūrio praplėtimo įrenginys,
skirtas šilumos siurblio sistemos tūriui didinti

Fig. 2.6. Multi-stage volume expansion device for increasing the volume of the heat pump system

Daugiapakopis tūrio praplėtimo įrenginys yra sukomplektuotas iš uždarymo rutulinių ventilių ir jungiamųjų vamzdžių. Dėl techninių stendo galimybių tūrio keitimas atliekamas tik viena kryptimi – jis gali būti tik didinamas, mažinimo galimybės nėra. Taip užtikrinama, kad visuose eksperimentiniuose bandymuose ak-

tyviajame kontūre cirkuliuotų vienoda šaldymo agento masė. Bandymų metu ciklas atliekamas nustačius konkretų tūrį, po kurio tūris padidinamas ir eksperimentas kartojamas. Ši tūrio keitimo sistema leidžia analizuoti šilumos siurblio darbo parametrus, atsižvelgiant į skirtingas vidinio tūrio konfigūracijas, ir įvertinti jų įtaką sistemos veikimo efektyvumui.

Prietaiso įrengimo vieta pasirinkta žemo slėgio zonoje, nes, naudojant patobulintą tūrio kitimo įrenginį, galintį tolygiai keisti šilumos siurblio sistemos tūrį (pvz., remiantis silfono arba teleskopinio išsiskleidimo ir susiskleidimo principu), tūrio mažinimo procesas reikalautų mažesnių energijos sąnaudų dėl mažesnio slėgio pasipriešinimo. Toks sprendimas užtikrintų efektyvesnį realios sistemos veikimą.

2.2.3. Matavimo įranga

Eksperimentiniame stende naudojama gana daug skirtingos matavimo įrangos. Tyrimo metu fiksuojama daug verčių, kuriomis remiantis buvo sudaromas energijos balansas, siekiant nustatyti, ar tinkamai atlikti matavimai. Toliau pateikiamas naudotos matavimų įrangos sąrašas (2.2 lentelė) ir aprašymas.

2.2 lentelė. Naudota matavimų įranga

Table 2.2. Used measurement equipment

Matavimo įrangos pavadinimas	Charakteristikos	Pastabos
AHLBORN (Goettingen, Germany) ALMEMO 2890-9 matavimo prietaisas ir duomenų kaupiklis	Matavimo įvestys: 9; Išvestys: 2; Atmintis: 100 000 išmatuotų verčių	Naudojamas diferencinėms oro slėgio vertėms įrašyti
Slėgio matavimo jungtis slėgio skirtumui matuoti FDA 602 S1K	Matavimo diapazonas: ± 1250 Pa; Veikimo diapazonas: nuo -10 iki $+60$ $^{\circ}\text{C}$, nuo 10 iki 90 % santykinis drėgnis; Tikslumas: $\pm 0,5$ % galutinės vertės intervale nuo 0 iki galutinės teigiamos vertės	Įranga slėgio skirtumui matuoti oro srauto matavimo diafragmoje
160 mm skersmens kalibruota oro srauto diafragma	Matavimo diapazonas: nominalus oro srautas $400 \text{ m}^3/\text{h}$; Slėgio skirtumas: 400 Pa, esant nominaliam oro srautui; Tikslumas: $\pm 0,66$ % prie $400 \text{ m}^3/\text{h}$	Tiesioji dalis prieš matavimo tašką: 12 diafragmų skersmenų; už matavimo taško – 6 skersmenys

2.2 lentelės pabaiga

Matavimo įrangos pavadinimas	Charakteristikos	Pastabos
Daugiakanalis duomenų kaupiklis „Onset“ (Burlington, MA, USA) „Hobo H22-001“	Matavimo įvestys: 3 FlexSmart daugiakanaliai moduliai ir iki 6 išmanieji jutikliai; Išvestys: 2; Veikimo diapazonas: –40 iki +60 °C; Atmintis: 512K nepastoviosios „flash“ tipo duomenų atmintis	Naudojamas temperatūroms ir elektros parametrų registruoti
12 bitų temperatūros išmanusis jutiklis	Matavimo diapazonas: –40 iki 100 °C; Tikslumas: $\pm 0,2$ °C nuo 0 iki 50 °C	Įranga oro ir šaldymo agento temperatūrai matuoti. Prisijungia prie „Hobo H22-001“
Trifazis aktyviosios galios keitiklis „Onset T-VER-8044-100“	Matavimo diapazonas: 0 iki 100 A; Veikimo diapazonas: 0 iki +60 °C, 0 iki 95 % santykinis drėgnis; Įėjimo pirminė įtampa: 480 V AC rms; Išvestis: 4–20 mA; Tikslumas: ± 1 % pagal ANSI (nuo 10 iki 100 % CT reitingo)	Naudojamas elektros galiai matuoti. Prisijungia prie „Hobo H22-001“
Slėgio jutikliai „Sanhua“ (Shaoxing, China) YCQC05L09	Matavimo diapazonas: 0 iki 44,8 bar; Veikimo diapazonas: –40 iki +80 °C, maks. darbinis slėgis: 75 bar; Išvestis: 4–20 mA; Tikslumas: $\pm 0,8$ % PS	Naudojamas šaldymo agento slėgiui matuoti. Prisijungia prie „Arduino Mega 2560“

Eksperimentinių tyrimų metu fiksuojami šie parametrai:

- šaldymo agento slėgiai, temperatūros ir srauto debitas;
- oro srautas (nustatytas naudojant kalibruotas diafragmas), temperatūra ir santykinė drėgmė.

Bandymai atlikti realiomis klimatinėmis sąlygomis, o matavimai – 10 sekundžių intervalu. 2.4 paveiksle pateiktos bandymų stende sumontuotų jutiklių vietos ir fiksuojami parametrai.

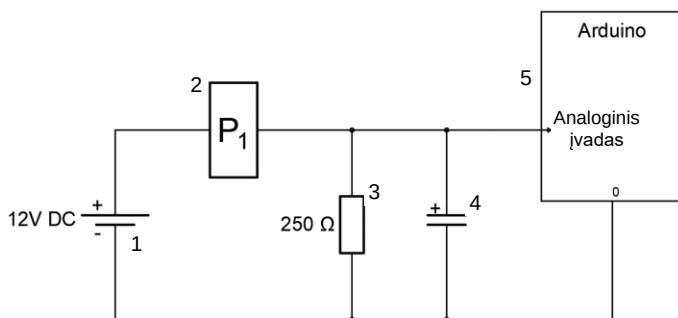
Šaldymo agento slėgio jutikliai: pajungimas ir kalibravimas

Vienas iš pagrindinių šaldymo agento parametras, kuris matuojamas eksperimento metu, yra jo slėgis. Eksperimentiniame stende šaldymo agento slėgiui matuoti naudojami YCQC-05L09 modelio „Sanhua“ gamintojo slėgio jutikliai. Šio gamintojo slėgio jutikliai plačiai naudojami oro kondicionavimo, šaldymo ir šilumos siurblių sistemose. YCQC slėgio jutiklis naudoja 10–30 VDC maitinimą, kad užtikrintų 4–20 mA signalo išvestį, proporcingą terpės slėgiui. Slėgio jutiklio parametrai pateikti 2.3 lentelėje.

2.3 lentelė. Slėgio jutiklio pagrindinės charakteristikos (YCQC05L09)

Table 2.3. Main characteristics of the pressure sensor (YCQC05L09)

Modelis	YCQC05L09
Slėgio matavimo diapazonas	Nuo 0 iki 4,48 MPa
Maksimalus tikslumas	$\pm 0,8 \%$ visos skalės (diapazone $-40^{\circ}\text{C} / +80^{\circ}\text{C}$) ($\pm 35,84 \text{ kPa}$)
Maitinimo įtampa	Nuo 10 iki 30 VDC
Išvesties signalas	Nuo 4 iki 20 mA



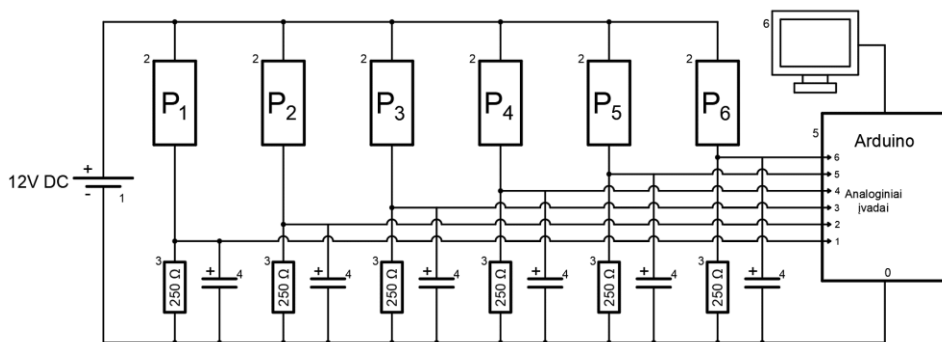
2.7 pav. Slėgio jutiklio prijungimo prie mikrovaldiklio schema: 1 – 12V maitinimo šaltinis; 2 – slėgio jutiklis; 3 – rezistorius (250 Ω); 4 – kondensatorius (470 μF); 5 – mikrovaldiklis „Arduino“

Fig. 2.7. Schematic diagram of pressure sensor connection to a microcontroller (1 – 12V power supply, 2 – pressure sensor, 3 – resistor (250 Ω), 4 – capacitor (470 μF), and 5 – Arduino microcontroller)

Jutiklių išvesties signalui nuskaityti naudojamas mikrovaldiklis „Arduino MEGA 2560“ ir jo atvirojo kodo programinė įranga. Tokio tipo prietaiso privalumas – plačios pritaikomumo galimybės, vienu metu galima nuskaityti kelis skirtingo tipo jutiklių analoginius ir skaitinius signalus, išduoti valdymo signalą.

Mikrovaldiklis „Arduino MEGA 2560“ turi 0–5 V analoginio signalo nuskaitymo galimybę (įtampos pokytis), tačiau slėgio jutikliai išduoda išvesties signalą, proporcingą išmatuotam slėgiui, – 4–20 mA (elektros srovės pokytis). Todėl prieš jutiklių signalo nuskaitymą jį reikia transformuoti iš mA į V. Šiam tikslui kiekvienas slėgio jutiklis prie mikrovaldiklio analoginio signalo nuskaitymo įvado prijungiamas per 250 Ω rezistorių, kaip parodyta schemoje (2.7 pav.). Su šiuo sprendimu išeinantis jutiklio signalas yra konvertuojamas į 0–5 V signalą, proporcingą išmatuotam slėgiui, – atitinkamai nuo 0 iki 4,48 MPa.

Šio modelio slėgio jutiklių signalo per „Arduino“ mikrovaldiklį nuskaitymo ypatumas – laike svyruojantis signalas. Stabilesniam signalui gauti slėgio jutiklių prijungimo schemoje naudojami 470 μ F kondensatoriai. Jie užtikrina signalo nuskaitymo stabilumą. 2.8 paveiksle parodyta bendroji slėgio jutiklių prijungimo prie mikrovaldiklio schema.



2.8 pav. Bendroji slėgio jutiklių prijungimo prie mikrovaldiklio schema:

- 1 – 12V maitinimo šaltinis; 2 – slėgio jutiklis; 3 – rezistorius (250 Ω);
 - 4 – kondensatorius (470 μ F); 5 – mikrovaldiklis „Arduino“; 6 – kompiuteris
- Fig. 2.8.** General schematic diagram of multiple pressure sensors connected to a microcontroller (1 – 12V power supply, 2 – pressure sensor, 3 – resistor (250 Ω), 4 – capacitor (470 μ F), 5 – Arduino microcontroller, and 6 – computer)

Vienu metu prijungiami 6 slėgio jutikliai, o parašytas mikrovaldiklio kodas (programa) nuskaitynėja slėgio jutiklių rodmenis nustatytu intervalu ir atvaizduoja juos kompiuterio ekrane.

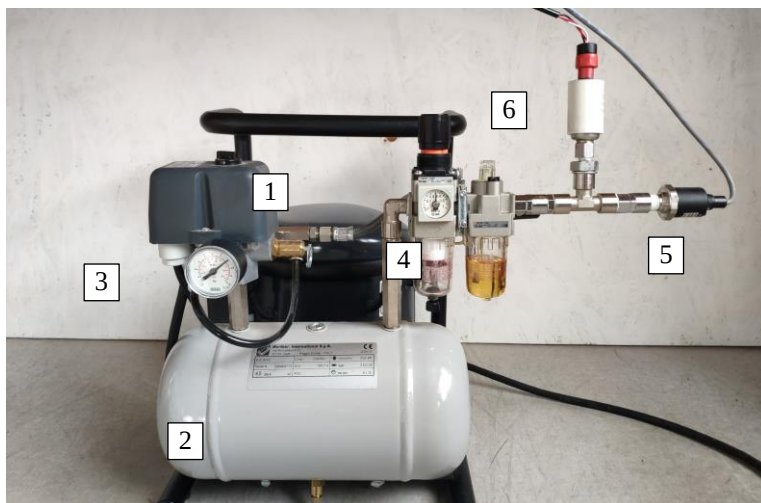
Pastebėtas skirtumas slėgio jutiklių rodmenyse, esant vienodam slėgiui sistemoje (kai jų rodmenys turėtų sutapti). Nors skirtumas yra artimas paklaidos riboms, jutiklių rodmenims suvienodinti priimtas sprendimas atlikti slėgio jutiklių kalibravimą pagal didesnę tikslumą (jautrumą) turintį „ASHCROFT“ gamintojo kontrolinį slėgio jutiklį T-ASH-G2-200. Šio jutiklio pagrindinės charakteristikos pateiktos 2.4 lentelėje.

2.4 lentelė. Slėgio jutiklio pagrindinės charakteristikos (T-ASH-G2-200)**Table 2.4.** Main characteristics of the pressure sensor (T-ASH-G2-200)

Modelis	T-ASH-G2-200
Slėgio matavimo diapazonas	Nuo 0 to 200 Psi (1,37895 MPa)
Maksimalus tikslumas	$\pm 1,0 \%$ visos skalės, diapazone $-20\text{ }^{\circ}\text{C} / +85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\pm 13,79\text{ kPa}$)
Maitinimo įtampa	Nuo 9 iki 36 V DC
Išvesties signalas	Nuo 0 iki 5 V

Kontrolinio slėgio jutiklio duomenims nuskaityti naudojamas tas pats mikrovaldiklis „Arduino MEGA 2560“. Kadangi jutiklis išduoda 0–5 V išvesties signalą, jo nereikia papildomai transformuoti tam, kad mikrovaldiklis galėtų jį nuskaityti. Tad jutiklio signalinis laidas tiesiogiai prijungiamas prie mikrovaldiklio analoginio signalo įvado.

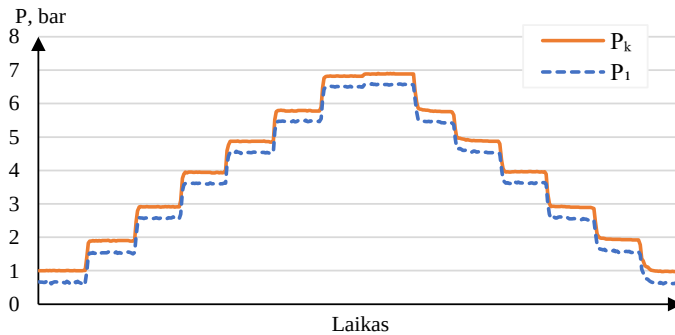
Kalibravimo proceso metu slėgiui sukurti naudojamas oro kompresorius su slėgio reduktoriumi (2.9 pav.). Prie kompresoriaus kartu prijungiami kontrolinis ir kalibruojamasis slėgio jutikliai (2.9 pav. 5 ir 6). Su oro kompresoriumi pakeliamas slėgis nuo 1 iki 7 barų. Atlikti slėgio matavimai.



2.9 pav. Oro kompresorius ir slėgio jutikliai: 1 – kompresorius; 2 – suslėgto oro talpa; 3 – manometras; 4 – slėgio reguliatorius (reduktorius); 5 – kontrolinis slėgio jutiklis; 6 – kalibruojamasis slėgio jutiklis

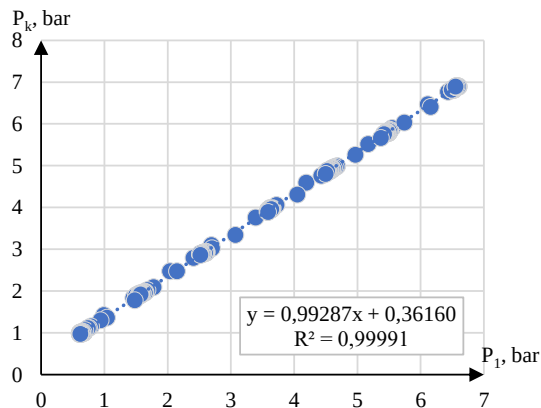
Fig. 2.9. Air compressor and pressure sensors (1 – compressor, 2 – compressed air tank, 3 – manometer, 4 – pressure regulator (reducer), 5 – reference pressure sensor, and 6 – calibrated pressure sensor)

2.10 paveiksle pateikti kontrolinio (P_k) ir kalibruojamojo (P_l) slėgio jutiklių rodmenys prieš kalibravimą.



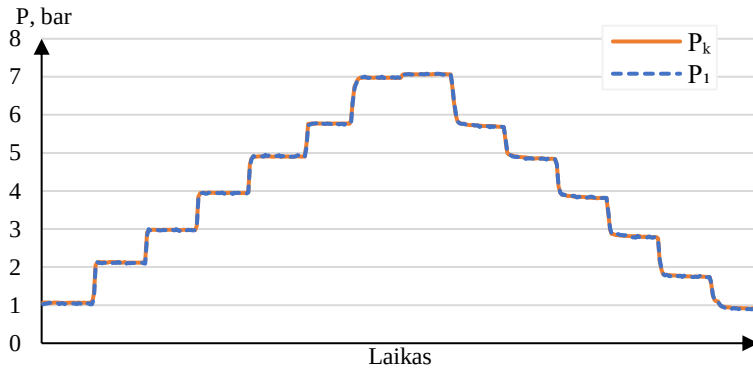
2.10 pav. Kontrolinio ir kalibruojamojo slėgio jutiklių rodmenys prieš kalibravimą
Fig. 2.10. Readings of the reference and calibrated pressure sensors before calibration

Iš pateikto grafiko matyti, kad kalibruojamasis slėgio jutiklis turi panašų skirtumą su kontroliniu jutikliu visame išmatuotame slėgių diapazone. Toliau nustatoma priklausomybė tarp šitų dviejų dydžių. Koreliacijos grafikas pateiktas 2.11 paveiksle.



2.11 pav. Kontrolinio (P_k) ir kalibruojamojo (P_l) slėgio jutiklių koreliacija
Fig. 2.11. Readings of the reference and calibrated pressure sensors before calibration

Iš grafiko matyti, kad išmatuoti slėgio dydžiai tarpusavyje turi tiesinę priklausomybę. Koreliacijos koeficientas aukštas ($R^2 = 0,99991$). Atsižvelgiant į gautą priklausomybę, koreguojamas P_l slėgis. Po kalibravimo atliekamas pakartotinis slėgių matavimas, jo rezultatai pateikti 2.12 paveiksle.



2.12 pav. Kontrolinio ir kalibruojamojo slėgio jutiklių rodmenys po kalibravimo
Fig. 2.12. Readings of the reference and calibrated pressure sensors after calibration

Atlikus kalibravimą, kalibruojamojo (P_1) slėgio jutiklių rodmenys sutampa su kontrolinio (P_k) slėgio jutiklio rodmenimis. Tolesniems skaičiavimams naudojamos kalibruotos vertės.

Tokiu pat analogišku (identišku) būdu yra kalibruojami ir kiti eksperimentinio stendo slėgio jutikliai (P_2, P_3, P_4, P_5, P_6).

Šaldymo agento debito matuoklis

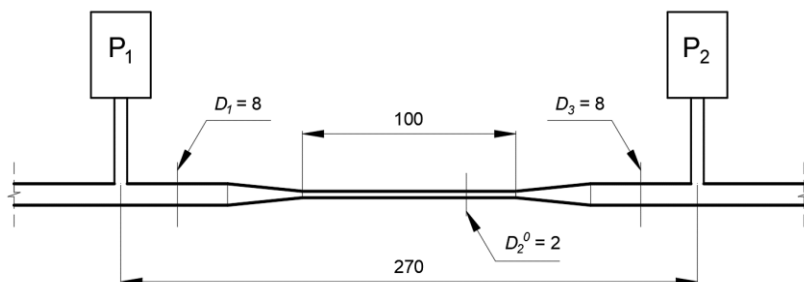
Šaldymo agento debitas yra svarbus nustatant šilumos siurblio energetinį balansą. Tad svarbu debito matavimą realizuoti eksperimentiniame stende. Tačiau debitui matuoti tinkamų prietaisų dėl šaldymo agento savybių aukštų slėgių sistemoje yra gana mažai. Nuspręsta sukonstruoti debito matavimo prietaisą, kurio veikimas būtų pagrįstas droseliavimo principu.

$$\dot{M} = \frac{nF_2^0}{\sqrt{\frac{1}{\eta} - n^2 m^2 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k'}}} \sqrt{\frac{2k'P_1}{(k'-1)v_1} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k'} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k'-1}{k'}}\right]}, \quad (2.17)$$

čia $\dot{M}$ – masės debitas, kg/s; P_1 – slėgis prieš susiaurėjimą, Pa; P_2 – slėgis po susiaurėjimo, Pa; k' – adiabatės rodiklis; F_2^0 – susiaurėjusios dalies skerspjuvio plotas, m²; η – proceso efektyvumo koeficientas; n – srovės slėgimo skaičius; m – diafragmavimo rodiklis; v_1 – specifinis tūris prieš susiaurėjimą, m³/kg.

Sukonstruojamas vietinės kliūties elementas su slėgio matavimo taškais prieš ir po kliūties (2.13 pav.). Šio elemento instaliavimo vieta šilumos siurblio kontūre yra tarp kompresoriaus ir kondensatoriaus. Šioje veikimo ciklo atkarpoje cirku-

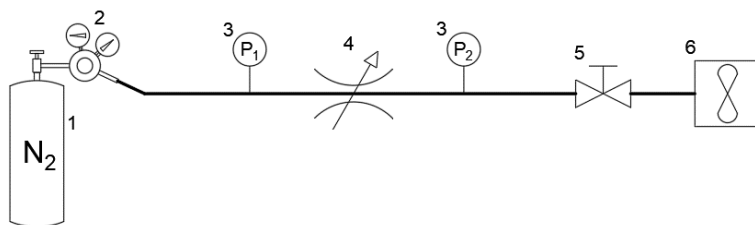
liuoja dujinės fazės šaldymo agentas. Kliūtis yra mažesnio skersmens (nei pagrindinė magistralė) vamzdis, jo vidinis skersmuo yra 2 mm, o ilgis 100 mm. Matuojant slėgio skirtumą prieš ir po kliūties ir naudojantis (2.17) formule, galima nustatyti pratekančio fluideo debitą.



2.13 pav. Vietinės kliūties elementas

Fig. 2.13. Local flow resistance element

Pagamintos vietinės kliūties elemento ir debito skaičiavimo formulės pritaikomumas buvo eksperimentiškai bandytas dar prieš instaliuojant šį elementą į šilumos siurblio kontūrą. Bandymo esmė – patikrinti realiai išmatuoto pratekančio fluideo debito ir pagal (2.17) formulę apskaičiuoto debito koreliaciją. Šiam patikrinimui atlikti sukonstruotas matavimų stendas, kurio schema parodyta 2.14, nuotrauka – 2.15 paveiksluose.



2.14 pav. Vietinės kliūties elemento bandymo stendas: 1 – suspaustų azoto dujų balionas; 2 – slėgio reduktorius; 3 – slėgio ir temperatūros matavimo taškai; 4 – vietinės kliūties elementas; 5 – sklendė; 6 – sparnelinis anemometras

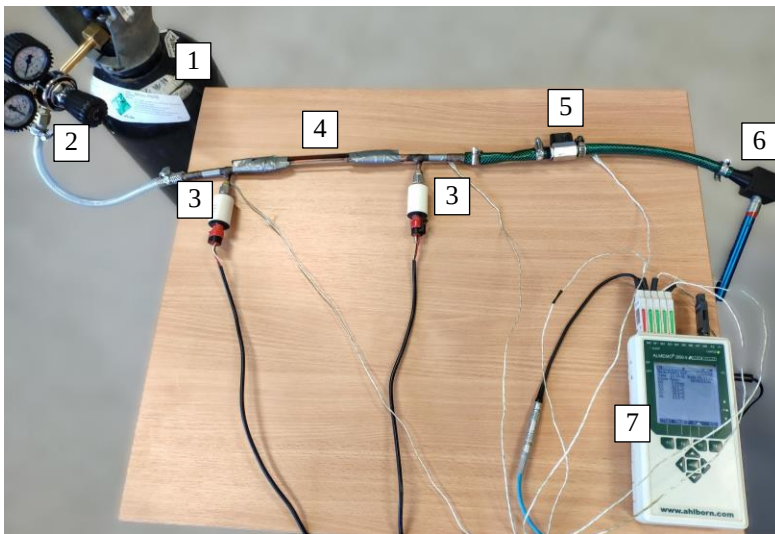
Fig. 2.14. Experimental stand for testing the local resistance element (1 – compressed nitrogen gas cylinder, 2 – pressure regulator, 3 – pressure and temperature measurement points, 4 – local resistance element, 5 – valve, and 6 – vane anemometer)

Patikrai pasirenkamas fluideo – azoto dujos, laikomos aukšto slėgio dujų balione. Šis sprendimas leidžia išleidinėti dujas pakankamai aukšto slėgio, imituo-

jant šilumos siurblio kontūro veikimą. Vietinės kliūtis elementas yra prijungiamas prie reduktoriaus, kuriuo kontroliuojamas išeinančių iš baliono azoto dujų slėgis. Pratekančių dujų slėgis yra matuojamas prieš ir po vietinės kliūtis, taip pat matuojama dujų temperatūra. Išeinančių dujų greitis matuojamas sparnelinio anemometru, o masinis debitas apskaičiuojamas pagal (2.18) formulę.

$$\dot{M}_{N_2} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v \cdot \rho(T), \quad (2.18)$$

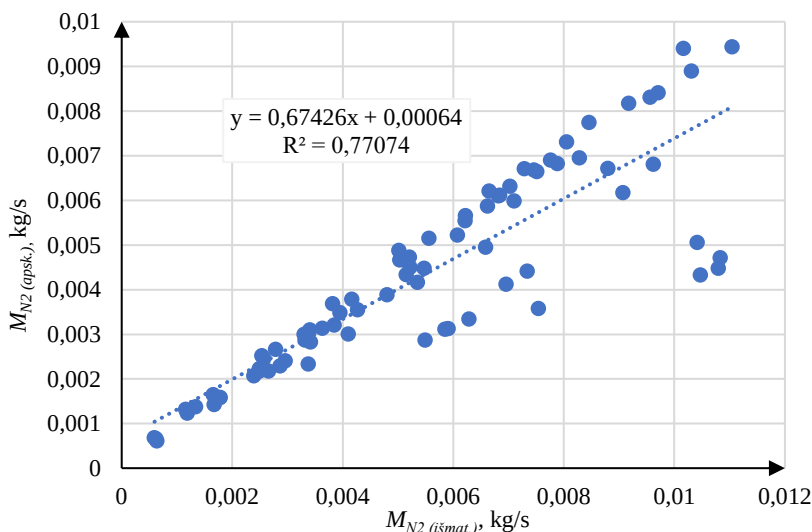
čia D – anemometro angos skersmuo, (0,018 m); v – išeinančių dujų greitis, m³/s; ρ – azoto dujų tankis, priklausomas nuo temperatūros (T), kg/m³.



2.15 pav. Debito matuoklio patikros stendas: 1 – suspaustų azoto dujų balionas; 2 – slėgio reduktorius; 3 – slėgio ir temperatūros matavimo taškai; 4 – vietinės kliūtis elementas; 5 – sklendė; 6 – sparnelinis anemometras; 7 – duomenų kaupiklis ALMEMO)

Fig. 2.15. Flow meter calibration test bench (1 – compressed nitrogen gas cylinder, 2 – pressure regulator, 3 – pressure and temperature measurement points, 4 – local flow resistance element, 5 – valve, 6 – vane anemometer, and 7 – ALMEMO data logger)

Atlikti vietinės kliūtis elemento bandymai, siekiant nustatyti koreliaciją tarp išmatuoto ir pagal (2.17) formulę apskaičiuoto debito. Šių bandymų rezultatai yra pateikti 2.16 paveiksle. Grafike galima matyti priklausomybę apskaičiuoto debito nuo išmatuoto debito. Dauguma taškų grafike atitinka tiesinę priklausomybę, tačiau dalis gautų rezultatų akivaizdžiai nukrypsta nuo bendrosios tendencijos.



2.16 pav. Apskaičiuoto azoto dujų debito priklausomybė nuo išmatuoto debito
Fig. 2.16. Relationship between calculated and measured nitrogen gas flow rate

Siekiant pašalinti išskirtinius duomenų taškus (angl. *outliers*), kurie gali turėti neproporcingą įtaką regresinei analizei, buvo taikomas interkvartilinio intervalo metodas (angl. *Interquartile Range, IQR*). Šis metodas leidžia nustatyti duomenų intervalą, kuriame esantys taškai laikomi tipiniais, o tie, kurie patenka už nustatytų ribų, gali būti laikomi anomalijomis (Mramba et al., 2024).

Interkvartilinis intervalas apskaičiuojamas pagal lygtį:

$$IQR = Q_3 - Q_1, \quad (2.19)$$

čia IQR – interkvartilinis intervalas; Q_1 ir Q_3 – pirmasis ir trečiasis kvartilai, atitinkamai žymintys 25 % ir 75 % duomenų pasiskirstymą.

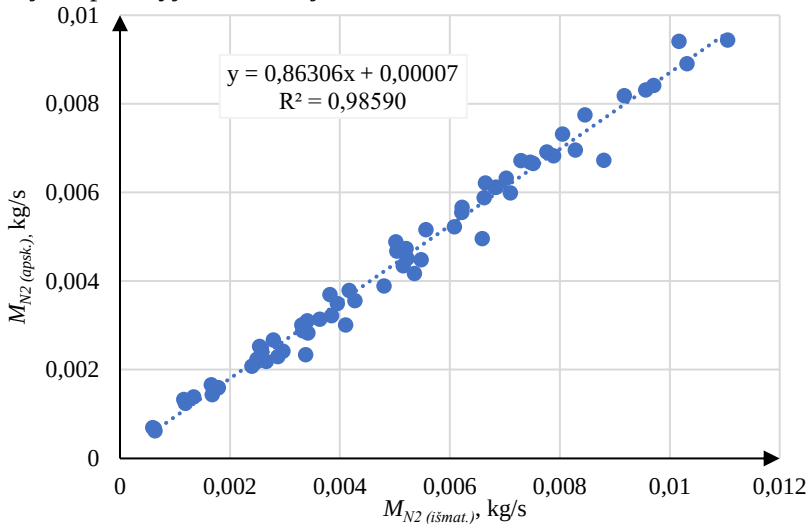
Duomenų taškai yra laikomi išskirtiniais ir gali būti pašalinti iš tolesnės analizės, jei jie yra už šio intervalo ribų:

$$[Q_1 - 1,5 \cdot IQR, Q_3 + 1,5 \cdot IQR]. \quad (2.20)$$

Taikant šį metodą, buvo identifikuoti ir pašalinti anomalūs taškai, kas leido tiksliau įvertinti apskaičiuoto ir išmatuoto debito tarpusavio priklausomybę. Siekiant padidinti rezultatų tikslumą, interkvartilinio intervalo metodas buvo taikomas dviem iteracijomis – pašalinus pirmąją išskirtinių taškų grupę, skaičiavimai buvo pakartoti, kad būtų galima aptikti galimai likusias anomalijas.

Iš viso buvo pašalinta 13 iš 79 (16,5 %) matavimo taškų. Debitų priklausomybė be nukrypusių taškų yra parodyta 2.17 paveiksle. Šiuo atveju akivaizdžiai

matoma tiesinė priklausomybė tarp išmatuotų ir apskaičiuotų parametru. Be to, jie koreliuoja tarpusavyje, koreliacijos koeficientas $R^2 = 0,986$.



2.17 pav. Apskaičiuoto azoto dujų debito priklausomybė nuo išmatuoto po korekcijos
Fig. 2.17. Relationship between calculated and measured nitrogen gas flow rate after correction

Bandymų rezultatai parodė šio debito matavimo sprendimo pritaikomumą. Naudojant vietinės kliūties elementą, slėgio matavimus ir (2.17) formulę, galima nustatyti pratekančio fluideo debitą. Sukonstruotas debito matuoklis yra įdiegamas į šilumos siurblio kontūrą po kondensatoriaus. Ši vieta pasirinkta tam, kad pro debitomąjį pratekėtų dujinės fazės šaldymo agentas, o ne skystosios ir dujinės fazės mišinys, kadangi tokios būsenos šaldymo agento fizikinės savybės sunkiai nuspėjamos.

2.3. Eksperimentinių bandymų eiga

Eksperimentas atliekamas siekiant nustatyti, kaip keičiasi šilumos siurblio veikimo parametrai, kai jį valdo trys pagrindinės valdymo priemonės: kompresoriaus greitis, išsiplėtimo vožtuvo pralaidumas ir sistemos tūris. Tyrimų metu šilumos siurblys tiriamas, esant įvairioms šių trijų valdymo komponentų kombinacijoms: kompresoriaus greitis keičiamas tarp 1800, 1920, 2100 ir 2220 aps./min., išsiplėtimo vožtuvo pralaidumas – tarp 30 %, 50 % ir 70 %, o sistemos tūris – nuo V0 iki V3. Visos eksperimento metu nagrinėjamos valdymo parametru kombinacijos pateiktos 2.5 lentelėje. Šie tyrimai atliekami realiomis klimato sąlygomis.

2.5 lentelė. Šilumos siurblio valdymo komponentų parametrų kombinacijos

Table 2.5. Combinations of control component parameters of the heat pump

Sistemos tūris	Kompresoriaus greitis (aps./min.); Išsiplėtimo vožtuvo atidarymo laipsnis (%)											
	1800; 30	1920; 30	2100; 30	2220; 30	1800; 50	1920; 50	2100; 50	2220; 50	1800; 70	1920; 70	2100; 70	2220; 70
V0	1800; 30	1920; 30	2100; 30	2220; 30	1800; 50	1920; 50	2100; 50	2220; 50	1800; 70	1920; 70	2100; 70	2220; 70
V1	1800; 30	1920; 30	2100; 30	2220; 30	1800; 50	1920; 50	2100; 50	2220; 50	1800; 70	1920; 70	2100; 70	2220; 70
V2	1800; 30	1920; 30	2100; 30	2220; 30	1800; 50	1920; 50	2100; 50	2220; 50	1800; 70	1920; 70	2100; 70	2220; 70
V3	1800; 30	1920; 30	2100; 30	2220; 30	1800; 50	1920; 50	2100; 50	2220; 50	1800; 70	1920; 70	2100; 70	2220; 70

Eksperimentas pradedamas, esant minimaliems sistemos tūriui, kompresoriaus greičiui ir išsiplėtimo vožtuvo pralaidumui (V0, 1800 aps./min., 30 %). Procesas laikomas stacionariu, kai šilumos siurblio veikimo parametrai (šaldymo agento slėgiai, temperatūros) 10 min. nesikeičia. Kai fiksuojama stacionari būseną, kompresoriaus greitis padidinamas iki 1920 aps./min., ir procesas vėl stebimas, kol nusistovi. Tokiu principu nagrinėjamos visos tam tikro išsiplėtimo vožtuvo pralaidumo ir kompresoriaus greičių kombinacijos. Išnagrinėjus visus kompresoriaus greičio derinius, esant vienam išsiplėtimo vožtuvo pralaidumui, didinamas vožtuvo pralaidumas, ir procesas kartojamas, keičiant kompresoriaus greitį nuo 1800 iki 2220 aps./min. Kai visos galimos kompresoriaus greičio ir vožtuvo pralaidumo kombinacijos ištirtos, sistemos tūris padidinamas (nuo V0 iki V1), ir bandymai pakartojami, keičiant greitį ir pralaidumą. Eksperimentas pradedamas nuo mažiausio tūrio (V0) ir laipsniškai didinamas iki didžiausio (V3). Kaip matoma, kad vieno tūrio atveju suformuojami 12 bandymo režimo taškų, o visų tūrių atveju – 48. Tokiu būdu gaunami visi šilumos siurblio veikimo režimų duomenys (iš viso 48 taškai).

Analizei naudojami kiekvienos veikimo kombinacijos parametrai – tai vidutinės nusistovėjusio režimo (10 min.) matavimų reikšmės.

2.4. Eksperimentinių duomenų polinominiai modeliai ir paviršinės priklausomybės

Eksperimento metu gauti duomenys analizuojami siekiant nustatyti šilumos siurblio veikimo parametrų priklausomybes nuo valdymo komponentų. Tyrimo tikslas – nustatyti šilumos siurblio šiluminės galios (Q_{ss}) ir naudingumo koeficiento

(COP_{ss}) priklausomybes nuo įvairių darbo parametrų derinių. Tyrimas atliktas ke-turiais sistemos tūrio atvejais (V_0 , V_1 , V_2 , V_3), derinant kompresoriaus greitį ir išsiplėtimo vožtuvo pralaidumą. Kiekvienam tūrio atvejui apskaičiuojami ir vizu-alizuojami atskiri priklausomybės paviršiai, leidžiantys išsamiai įvertinti šilumos siurblio veikimą įvairiomis darbo sąlygomis.

Duomenų analizė vykdoma naudojant programą *MATLAB*, pasirenkant pa-viršinėms priklausomybėms modeliuoti skirtą įrankį *Curve Fitting*. Šis įrankis lei-džia sukurti trimatę paviršiaus vizualizaciją ir gauti analitinius matematinės prik-lausomybės aprašus. Analizės metu pasirenkamas antrojo laipsnio polinominis modelis, nes jis geriausiai atitinka eksperimentinius duomenis. Pritaikius šį mo-delį, sugeneruojami paviršiai, aprašantys dvi pagrindines priklausomybes:

- šiluminės galios (Q_{ss}) nuo kompresoriaus greičio ir išsiplėtimo vožtuvo pralaidumo;
- veiksmingumo koeficiento (COP_{ss}) nuo tų pačių parametrų.

Eksperimento metu kiekvienam sistemos tūrio atvejui sudaromos dvi pavir-šinės priklausomybės (iš viso – 8 paviršiai). Pirmiausia generuojami trimačiai gra-fikai, atspindintys šiluminės galios ir naudingumo koeficiento kitimą įvairiomis eksperimentinėmis sąlygomis. Toliau apskaičiuojami antrojo laipsnio polinomo koeficientai, leidžiantys ne tik vizualiai interpretuoti duomenis, bet ir matematiškai tiksliai aprašyti stebimą šilumos siurblio veikimą.

Eksperimentinių duomenų apdorojimo procesas vyksta pagal tokį algoritmą:

1. Duomenys iš visų eksperimentinių bandymų persiunčiami į *MATLAB* aplinką.
2. Naudojant *Curve Fitting* įrankį, kiekvienam tūrio atvejui pritaikomas antrojo laipsnio polinominis modelis. Tikrinama, kiek modelis atitinka eksperimentinius duomenis.
3. Sugeneruojami trimačiai paviršiai, apibūdinantys:
 - šilumos siurblio šiluminės galios (Q_{ss}) kitimą;
 - šilumos siurblio naudingumo koeficiento (COP_{ss}) kitimą.
4. Gaunami kiekvieno paviršiaus antrojo laipsnio polinomo lygčių koefi-cientai.
5. Kiekvienos paviršiaus funkcijos parametrai išsaugomi tolesnei analizei.

Gautos paviršinės priklausomybės šioje metodikos dalyje nepateikiamos, nes jos bus išsamiai aptartos rezultatų skyriuje.

2.5. Šilumos siurblio dinaminio veikimo modelio skaičiavimo ir optimizavimo algoritmas

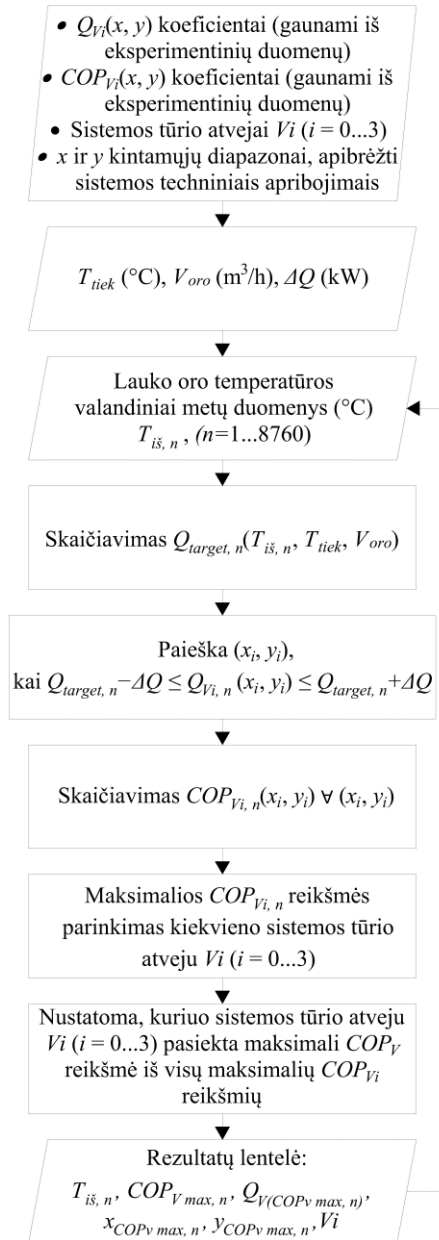
Šio darbo dalyje sukurtas skaičiuojamasis modelis, leidžiantis įvertinti šilumos siurblio veikimą įvairiomis aplinkos temperatūros sąlygomis ir nustatyti jo efektyviausius veikimo parametrus. Modelio pagrindą sudaro eksperimento metu gautos paviršinės priklausomybės, aprašančios šilumos siurblio naudingumo koeficiento (COP_{ss}) ir šiluminės galios (Q_{ss}) sąryšį su valdymo parametru (x – išsiplėtimo vožtuvo pralaidumo ir y – kompresoriaus greičio) reikšmėmis, esant skirtingiems kontūro tūriams. Šios priklausomybės pateikiamos antrojo laipsnio polinomų pavidalu (3.3.1. poskyrio (3.1) ir (3.2) formulės) ir yra taikomos atliekant šiuos skaičiavimus.

Skaičiuojamasis modelis naudojamas šilumos siurblio darbui analizuoti per vienerių metų laikotarpį. Jame taikomas algoritmas leidžia įvertinti, kaip šilumos siurblys elgiasi dinamiškai kintant išorės oro temperatūrai, ir identifikuoti tinkamiausias valdymo parametrų reikšmes (x , y), užtikrinančias maksimalų efektyvumą, išlaikant reikiamą šildymo galią, kai temperatūra keičiasi valandiniais intervalais. Šilumos siurblio veikimo modeliavimas atliekamas naudojant *MATLAB* programą.

Skaičiavimai vykdomi remiantis devynių etapų algoritmu, kuris apima pradinį duomenų įvedimą, tarpinių rezultatų skaičiavimus ir galutinį rezultatų sisteminimą. Algoritmo diagrama pateikta 2.18 paveiksle. Toliau pateikiamas išsamus modelio veikimo algoritmo logikos aprašymas.

Modelio veikimo algoritmo logikos aprašymas

1. Pirmasis etapas apima gautų iš eksperimentinių duomenų $Q_{vi}(x, y)$ $COP_{vi}(x, y)$ priklausomybių paviršių lygčių įvedimą, kur kintamieji x – tai išsiplėtimo vožtuvo pralaidumas, %, y – kompresoriaus greitis, apsk./min., ir šių antrojo laipsnio polinomo lygčių koeficientų nustatymą kiekvienam skirtingo tūrio atvejui. Suformuoti paviršiai pateikiami 3.3.1 poskyrio 3.18 ir 3.19 paveiksluose, o priklausomybių koeficientai – 3.2 ir 3.3 lentelėse. Taip pat šiame etape įvedamos x ir y kintamųjų ribos. Šių parametrų reikšmės nusako konkrečios šilumos siurblio sistemos techniniai apribojimai. Eksperimentiniu būdu buvo nustatytas bandomojo stendo šilumos siurblio veikimo diapazonas. Pavyko pasiekti stabilų šilumos siurblio veikimą, kai kompresoriaus apskuk greitis yra nuo 1800 apsk./min. iki 2220 apsk./min., o išsiplėtimo vožtuvo pralaidumas keičiamas nuo 30 % iki 70 %. Šios gautos šilumos siurblio veikimo ribos nurodo kintamųjų x ir y intervalus: $x \in [30, 70]$, $y \in [1800, 2220]$.



2.18 pav. Dinaminio šilumos siurblio modelio skaičiavimo algoritmas
Fig. 2.18. Computational algorithm of the dynamic heat pump model

2. Antrajame etape nustatomas (parenkamas) tiekiamo į vėdinamą patalpą oro kiekis (V_{oro}), jo temperatūra (T_{tiek}) ir galima galios tolerancija (ΔQ). Imama prielaida, kad tiekiamo oro temperatūra po šilumos siurblio kondensatoriaus $T_{tiek} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Oro kiekio parametras yra naudojamas vėdinimo sistemos reikalingai šildymo galiai nustatyti. Skaičiavimuose naudojamas visų eksperimentinių bandymų tiekiamo oro kiekio vidutinis dydis, kuris yra $V = 435\text{ m}^3/\text{val}$. Be to, žinoma, kad šilumos siurblių veikimas nėra galimas ilgą laiką dinamiškai besikeičiant išlaikyti norimai vertei, todėl papildomai į skaičiavimus įvestas galios tolerancijos rodiklis. Šis rodiklis leidžia generuojamos šildymo galios svyravimą, jei tuo atveju buvo pasiektas geresnis naudingumo koeficientas. Darbe nustatytas paklaidos dydis $\Delta Q = \pm 0,034\text{ kW}$, kas prilyginama tiekiamo oro temperatūros $\pm 0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ svyravimui, kai lauke Vilniaus mieste temperatūra $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$.
3. Trečiuoju etapu įvedamos lauko oro temperatūros ($T_{iš,n}$). Lauko oro temperatūros gautos iš Europos Komisijos geografinės informacijos sistemos PVGIS (angl. *Photovoltaic Geographical Information System*) (European Commission, 2024). Skaičiavimuose taikomi vienerių metų kas 1 val. suformuotos lauko oro temperatūros, kurios atspindi tipinius meteorologinius metus (angl. *Typical Meteorological Year* (TMY)).
4. Ketvirtuoju etapu nustatoma Q_{target} reikšmė. Pradiniam skaičiavimo etape nustatomas šildymo galios poreikis, priklausomas nuo lauko oro temperatūros (T_{tiek}) ir tiekiamo oro kiekio (V_{oro}). Reikalinga šildymo galia apskaičiuojama pagal formulę:

$$Q_{target} = \left(\frac{P}{R \cdot (273,15 + T_{iš})} \right) \cdot \frac{V_{oro}}{3600} \cdot (T_{tiek} - T_{iš}), \quad (2.21)$$

čia P – atmosferinis slėgis standartinėmis sąlygomis (101325 Pa); R – specifinė oro konstanta $287,05\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; T_{tiek} ir $T_{iš}$ – tiekiamo į patalpą ir lauko oro temperatūros, K; V_{oro} – tiekiamasis oro kiekis, m^3/h .

5. Penktuoju etapu kiekvienam šilumos siurblio sistemos tūrio atvejui surandamos visos galimos (x, y) poros, kurios atitinka sąlygą:

$$Q_{vi}(x, y) = Q_{target} \pm \Delta Q. \quad (2.22)$$

6. Šeštajame etape apskaičiuojamos funkcijos COP_{vi} reikšmės kiekvienai praeitame etape surastai porai (x, y).
7. Septintasis etapas – nustatomos maksimalios COP_{vi} reikšmės kiekvieno sistemos tūrio atveju.

8. Aštuntajame etape atrenkama, kuriuo sistemos tūrio atveju (V_0, V_1, V_2, V_3) gauta didžiausia naudingumo koeficiento reikšmė ($COP_{V_0}, COP_{V_1}, COP_{V_2}$ ar COP_{V_3}).
9. Paskutiniame devintajame etape parametrai fiksuojami rezultatų lentelėje: lauko oro temperatūra (T_e); identifikuota (x, y) pora, atitinkanti Q_{target} galią, kuriai esant šilumos siurblys turi maksimalią COP vertę; šilumos siurblio šiluminė galia (Q_v); naudingumo koeficientas (COP); sistemos tūris V_i .

Po rezultatų surašymo į lentelę skaičiavimas kartojamas nuo 3 etapo, kai pasikeičia lauko oro temperatūra. Tokiu būdu algoritmas vykdomas 8760 kartų, t. y. atliekamas 1 metų valandinis dinaminis vertinimas.

Toliau pateikiamas šilumos siurblio dinaminio modelio skaičiavimo etapo matematinis aprašas, kuris išsamiau apibrėžia modelio skaičiavimus, atsižvelgiant į algoritmą ir jo etapus. Šis aprašymas padeda užtikrinti modelio atkuriamumą, kadangi nustatomos visos reikšmės, ribos ir priklausomybės.

Šilumos siurblio dinaminio modelio matematinis aprašas

1. *Tikslinės šiluminės galios Q_{target} nustatymas.* Tikslinė šiluminė galia, atsižvelgiant į lauko oro temperatūrą T_{is} ir tiekiamojo oro srautą V_{oro} , apskaičiuojama pagal (2.21) formulę.
2. *Šilumos siurblio veikimo parametrų optimizavimas.*

2.1. Darbinio paviršiaus $Q_i(x, y)$ apibrėžtis.

Darbiniai paviršiai aprašomi antrojo laipsnio polinomais:

$$Q_i(x, y) = p_{i1} + p_{i2}x + p_{i3}y + p_{i4}x^2 + p_{i5}xy + p_{i6}y^2, \quad (2.23)$$

čia x – išsiplėtimo vožtuvo pralaidumas (%); y – kompresoriaus apsukimų dažnis (aps./min.); $p_{i1}, \dots, p_{i6}$ – eksperimentiniu būdu nustatyti koeficientai kiekvienam tūrio atvejui $i = 1, \dots, 4$.

2.2. Optimizavimo sąlygos ir apribojimai.

Kiekvienai funkcijai $Q_i(x, y)$ sprendžiama užduotis rasti tokias x ir y reikšmes, kurios minimizuoja nuokrypį nuo tikslinės šiluminės galios Q_{target} . Rasti x, y , atitinkančius:

$$\begin{cases} |Q_i(x, y) - Q_{target}| \leq \Delta Q, \\ x \in [x_{min}, x_{max}], \\ y \in [y_{min}, y_{max}], \end{cases} \quad (2.24)$$

čia $x_{min} = 30$, $x_{max} = 70$ – išsiplėtimo vožtuvo pralaidumo ribos;

$y_{min} = 1800, y_{max} = 2220$ – kompresoriaus apsisukimų dažnio ribos.

3. *Naudingumo koeficiento $COP_i(x, y)$ apskaičiavimas.*

Kiekvienai porai (x, y) , atitinkančiai nurodytas sąlygas ir apribojimus, apskaičiuojamas naudingumo koeficientas:

$$COP_i(x, y) = c_{i1} + c_{i2}x + c_{i3}y + c_{i4}x^2 + c_{i5}xy + c_{i6}y^2, \quad (2.25)$$

čia $c_{i1}, \dots, c_{i6}$ – eksperimentiniu būdu nustatyti koeficientai kiekvienam tūrio atvejui i .

4. *Geriausio veikimo režimo parinkimas.* Kiekvienam atvejui i pasirenkama optimali pora (x, y) , kuri užtikrina maksimalų naudingumo koeficientą $COP_i(x, y)$:

$$(x_{opt}, y_{opt}) = \arg \max_{(x, y)} COP_i(x, y), \quad (2.26)$$

atsižvelgiant į kintamųjų apribojimus.

5. *Galutinė optimizacija.* Nustatoma maksimali COP_i reikšmė tarp visų atvejų i :

$$COP_{max} = \max_i COP_i(x_{opt}, y_{opt}). \quad (2.27)$$

Kartu užfiksuojamos Q_{target} , $Q_i(x, y)$, $COP_i(x, y)$ reikšmės, atitinkančios rastus parametrus.

6. *Lauko temperatūros iteracija.* Šis procesas kartojamas kiekvienai T_{is} reikšmei iš tipinių meteorologinių metų duomenų (8760 val. per metus), atliekant dinaminį sistemos veikimo vertinimą per visą sezoną.

Šilumos siurblio darbo parametrų optimizavimas atliekamas naudojant algoritmą, derinantį pilno perrinkimo metodą su vėlesniu vietiniu optimizavimu. Pirmajame etape kiekvienam sistemos tūriui ($V0, V1, V2, V3$) atliekamas pilnas visų leistinių išsiplėtimo vožtuvo pralaidumo (x) ir kompresoriaus greičio (y) reikšmių derinių perrinkimas nurodytuose diapazonuose. Atrinktos tik tos (x, y) poros, kurios užtikrina generuojamos šilumos galios atitikimą nurodytai vertei, atsižvelgiant į nurodytą paklaidą. Antrajame etape kiekvienai atrinktai porai apskaičiuojamas naudingumo koeficientas (COP) ir pasirenkama pora, užtikrinanti didžiausią COP vertę šiam sistemos tūriui. Tokiu būdu atliekamas vietinis COP optimizavimas atrinktų pagal galią porų ribose.

Šiame skyriuje aprašytas modelio algoritmas leidžia ne tik modeliuoti šilumos siurblio veikimą skirtingomis oro temperatūros sąlygomis, bet ir optimizuoti

jo darbo režimus. Remiantis eksperimentiniais duomenimis ir suformuotomis paviršinėmis priklausomybėmis, kiekvienai išorės oro temperatūrai nustatomi valdymo komponentų parametrai, kada šilumos siurblio naudingumo koeficientas (*COP*) aukščiausias, atsižvelgiant į reikalingą šildymo galią. Skaičiavimo rezultatai pateikti rezultatų 3.3.2. poskyryje. Be to, gauti duomenys bus naudojami šilumos siurblio sezoninio efektyvumo analizei, kurios metodika pateikta kitame poskyryje.

2.6. Klimato duomenys ir šilumos siurblio sezoninio naudingumo koeficiento tyrimas

Šis tyrimas analizuoja šilumos siurblio, integruoto į vėdinimo sistemą, veikimą skirtingo klimato regionuose ir vertina kontūro tūrio keitimo technologijos poveikį jo efektyvumui. Tyrimo tikslas – nustatyti, kaip skirtingos valdymo strategijos, ypač kontūro tūrio keitimas, veikia šilumos siurblio darbo laiką ir sezoninį veiksmingumo koeficientą (*SCOP*). Tyrimas atliekamas naudojant 2.5 poskyryje aprašytą šilumos siurblio dinaminio veikimo modelį ir klimatinius duomenis.

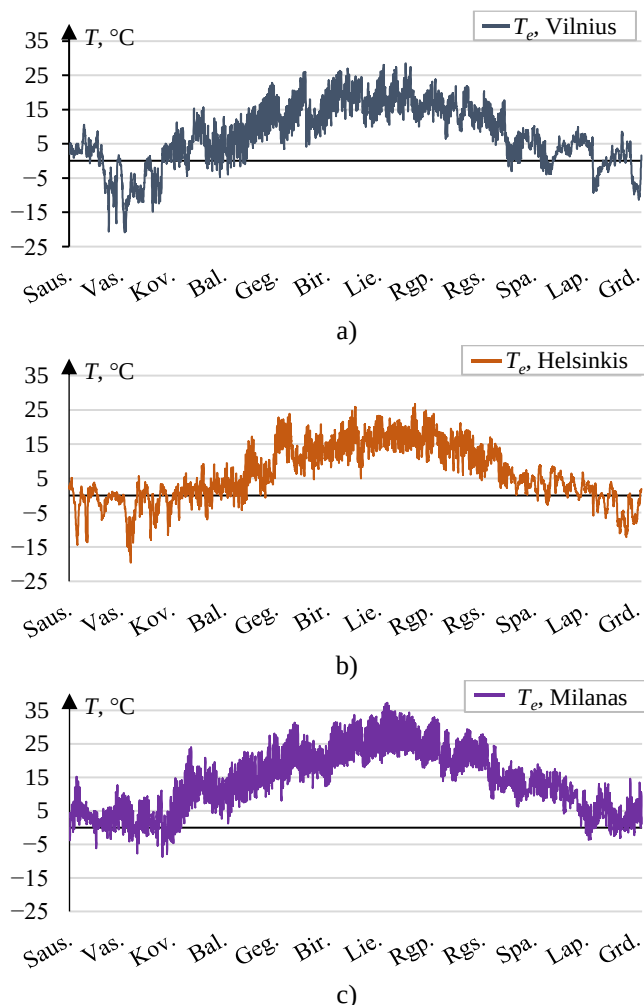
2.6.1. Klimatiniai duomenys

Siekiant įvertinti šilumos siurblio kontūro tūrio keitimo technologijos pritaikymo galimybes ir naudą skirtingo klimato Europos regionuose, modeliuojamas nagrinėjamo šilumos siurblio veikimas trijuose Europos miestuose: Helsinkyje, Vilniuje ir Milane. Pasirinktų vietovių tipinių meteorologinių metų valandiniai lauko oro temperatūros duomenys pateikti 2.19 paveiksle. Lauko oro parametrai gauti iš Europos Komisijos Jungtinio tyrimų centro (JRC) fotovoltinės geografinės informacijos sistemos PVGIS (angl. *Photovoltaic Geographical Information System*) (European Commission, 2024).

Vilnius buvo pasirinktas kaip bazinis vidutinis variantas, kiti du miestai – tai šaltesnį (Helsinkis) ir šiltesnį (Milanas) klimatą turintys regionai. Tipinių meteorologinių metų vidutinė oro temperatūra Vilniuje yra 7,60 °C, o Helsinkyje ir Milane – atitinkamai 6,36 °C ir 13,82 °C.

Iš pateikto 2.19 pav. matyti, kad Vilniaus ir Helsinkio oro temperatūros turi panašų diapazoną, tačiau vasarą Vilniuje laikosi vidutiniškai aukštesnė temperatūra. Taip pat galima pastebėti, kad pereinamieji laikotarpiai (ruduo ir pavasaris) Vilniuje pasižymi temperatūros svyravimais. Helsinkyje šie temperatūros svyravimai nėra tokie ryškūs. Žiemos laikotarpiu Vilniuje pastebimos didesnės temperatūros svyravimo amplitudės nei Helsinkio mieste. Tipinių meteorologinių metų oro temperatūra Milane akivaizdžiai skiriasi nuo pirmųjų dviejų miestų. Šalčiausiu metų laiku – žiemą minusinės temperatūros čia retai pasitaiko. Nėra ryškių

pereinamųjų laikotarpių. Vidutinė oro temperatūra vasaros laikotarpiu pastebimai aukštesnė nei Vilniuje ir Helsinkyje.



2.19 pav. Tipinių meteorologinių metų valandiniai lauko oro temperatūros duomenys: a – Vilnius; b – Helsinkis; c – Milan

Fig. 2.19. Hourly outdoor air temperature data for typical meteorological years: a) Vilnius, b) Helsinki, and c) Milan.

Tyrimuose šaltasis sezonas apibrėžiamas kaip laikotarpis nuo spalio mėn. iki kovo pabaigos (4368 val.), o šiltasis – nuo balandžio mėn. iki rugsėjo pabaigos (4392 val.). Toks metų suskirstymas leidžia atskirai įvertinti šilumos siurblio efektyvumą skirtingais metų laikotarpiais ir gauti išsamesnius rezultatus.

2.6.2 Šilumos siurblio veikimas ir valdymas

Šilumos siurblio veikimo modeliavimas atliekamas *MATLAB* programinėje aplinkoje. Modeliavimo metu atsižvelgiama į tai, kad oro paruošimo įrenginiuose su integruotu šilumos siurbliu nenaudojamas šilumos akumuliacija. Tai reiškia, kad šilumos siurblys turi operatyviai reguliuoti savo galią, prisitaikydamas prie nuolat kintančių šilumos poreikių. Modeliuojami du šilumos siurblio valdymo scenarijai:

- 1) *tradicinis valdymas*: šilumos siurblio galia reguliuojama kintamojo greičio kompresoriumi (nuo 1800 aps./min. iki 2220 aps./min.) ir elektroniniu išsiplėtimo vožtuvu (pralaidumas keičiasi nuo 30 % iki 70 %). Šis scenarijus imituoja įprastą šilumos siurblių valdymo būdą.
- 2) *valdymas su kontūro tūrio keitimu*: šiame scenarijuje, be tradicinių valdymo priemonių (kompresoriaus ir išsiplėtimo vožtuvo), papildomai įvedamas šilumos siurblio kontūro tūrio keitimas.

Modeliavimo metu daroma prielaida, kad šilumos siurblys turi užtikrinti visą reikiamą šildymo galią. Jei šilumos siurblys nesugeba užtikrinti šilumos poreikio vien tik savo galia, modeliuojamas elektrinio šildytuvo įjungimas, kuris kompensuoja visą reikiamą šildymo galią. Elektrinio šildytuvo naudingumo koeficientas (*COP*) imamas lygus 1,0, darant prielaidą, kad visa elektros energija yra konvertuojama į šilumą be nuostolių.

2.6.3 Sezoninio naudingumo koeficiento skaičiavimas

Sezoninis naudingumo koeficientas (*SCOP*) apskaičiuojamas kaip šilumos siurblio ir elektrinio šildytuvo šiltojo ar šaltojo sezono arba metinių valandinių *COP* rodiklių vidurkis. *SCOP* apskaičiuojamas pagal formulę:

$$SCOP = \frac{\sum COP_i}{n}, \quad (2.28)$$

čia $\sum COP_i$ – visų valandinių *COP* reikšmių suma per nagrinėjamąjį laikotarpį; n – nagrinėjamojo laikotarpio valandų skaičius.

Šis rodiklis atspindi bendrąjį šildymo sistemos efektyvumą per visą nagrinėjamąjį laikotarpį ir leidžia palyginti skirtingų valdymo strategijų efektyvumą. *SCOP* skaičiavimas apima tiek šilumos siurblio, tiek pagalbinio elektrinio šildytuvo sunaudotą energiją.

Šio skyriaus rezultatai pateikti 3.3.2. poskyryje.

2.7. Antrojo skyriaus išvados

1. Sudaryta vėdinimo sistemos šilumos siurblio veikimo ciklo termodinaminės analizės metodika, leidžianti įvertinti sistemos parametrų priklausomybes nuo aplinkos sąlygų ir vėdinimo sistemos poreikių.
2. Parengtas šilumos siurblio vėdinimo sistemoje eksperimentinis bandymų stendas. Taip pat sukurtas ir integruotas į stendo konstrukciją šilumos siurblio tūrio valdymo priemonės prototipas ir sudarytas eksperimentinių tyrimų planas, kurių tikslas – ištirti šilumos siurblio veikimo parametrus, dirbant jam skirtingais veikimo režimais.
3. Remiantis eksperimento duomenimis, suformuotas polinominių paviršinių priklausomybių sudarymo metodas. Šios priklausomybės apibūdina šilumos siurblio šildymo galios ir efektyvumo sąryšį su valdymo priemonėmis, sudarant pagrindą tolesnei analizei.
4. Sukurtas matematinis modelis sezoniniam efektyvumui įvertinti, pagrįstas eksperimentinių tyrimų duomenimis, kurio algoritmas suteikia galimybę analizuoti šilumos siurblio efektyvumo pokyčius skirtingomis eksploatavimo sąlygomis.

Šilumos siurblio vėdinimo sistemoje veikimo režimų analitinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatai

Šiame skyriuje nagrinėjami šilumos siurblio veikimo režimų analitinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatai. Pateikiama termodinaminio modelio analizė, leidžianti įvertinti pagrindinių veikimo parametrų priklausomybes nuo lauko oro sąlygų. Eksperimentiniai tyrimai atskleidžia, kaip šilumos siurblio kontūro tūrio keitimas gali išplėsti jo reguliavimo galimybes. Gautų rezultatų analizė leidžia įvertinti tokių technologinių sprendimų pritaikymo galimybes skirtingomis klimato sąlygomis.

Skyriaus tematika paskelbtos keturios autoriaus mokslinės publikacijos (Frik et al., 2024; Frik et al., 2024; Frik et al., 2023; Frik et al., 2023).

3.1. Parametrinės termodinaminės analizės rezultatai, šilumos siurblio veikimo ciklo ir lauko oro parametrų analitinės priklausomybės

Atsižvelgiant į tiriamų procesų analitinio aprašo daugiaparametriškumą, optimalių derinių paieška vykdoma taikant parametrinę analizę. Realiam įrenginyje parametrų kitimas gali būti realizuojamas tik taikant jų valdymo algoritmą, laiduojantį santykinai aukštus ir stabilius efektyvumo rodiklius.

Analitinio aprašo lygčių sprendiniai nėra vienareikšmiai ir reikalauja papildomų sąlygų (prielaidų, apribojimų, patikslinimų). Kaip matyti iš 2.2 pav. bei (2.3) ir (2.4) formulių, ŠS šilumos srautai KN ir GR priklauso nuo šaldymo agento debito M_f , bei izotermų $T_{KNizot} = T_4 = T_3$ ir $T_{GRizot} = T_5 = T_1$ (2.2 pav.) padėties, jų entalpijų reikšmių. Kita vertus, temperatūrų skirtumas tarp KN ir GR izotermų lemia kompresoriaus galią, ŠS ir viso OPI veiksmingumą. Termodinaminio požiūriu tikslinga įvertinti minėtųjų rodiklių jautrumą atstumui tarp šaldymo agento izotermų.

Termodinaminio analitinio modelio esmė – išryškinti šilumos siurblio veikimo tendencijas, kaip priklausomai nuo lauko oro parametrų turėtų keistis šilumos siurblio kondensavimo ir garavimo izotermų temperatūros idealizuotame veikimo variante, kai nėra įrangos techninių apribojimų, o termodinaminiai procesai vyksta nepriekaištingai.

Naudojamos termodinaminio modelio skaičiavimuose OPI pagrindinės charakteristikos nurodytos 3.1 lentelėje. Jų pasirinkimas buvo detaliau aprašytas 2.1 poskyryje.

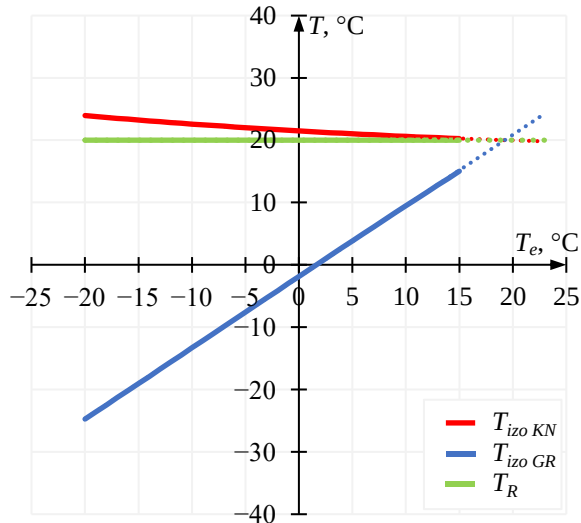
3.1 lentelė. OPI skaičiavimo duomenys

Table 3.1. Input data for AHU (Air Handling Unit) calculations

Parametras	Reikšmė
Oro kiekis, V	430 m ³ /h
Patalpos oro temperatūra (tiekiama oro temperatūra), T_R	20 °C
Aplinkos temperatūros diapazonas, °C	-20...15 °C
Šilumogražio temperatūrinis efektyvumas, ε_T	0,8
ŠS kompresoriaus izoentropinis efektyvumas, η_{ize}	0,8
Savitoji ventiliatoriaus galia, SFP	250 W/(m ³ /s)

Toliau pateikiami atliktos oro paruošimo įrenginio su integruotu šilumos siurbliu termodinaminio modelio parametrinės analizės rezultatai, kai lauko oro

temperatūra T_e keičiasi nuo -20 iki 15 °C. 3.1 paveiksle parodytos KN ir GR izotermų temperatūrų kitimo tendencijos.

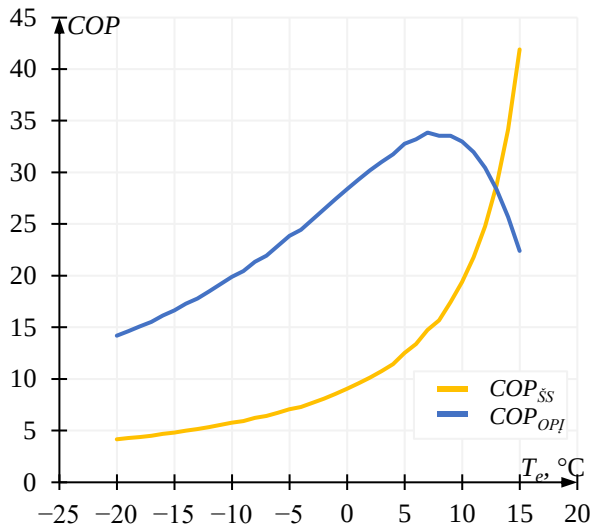


3.1 pav. Šilumos siurblio izotermų temperatūrų T_{KNizot} , T_{GRzot} ir patalpos oro temperatūros T_R priklausomybė nuo lauko oro temperatūros T_e

Fig. 3.1. Dependence of heat pump isotherm temperatures T_{KNizot} , T_{GRzot} , and room air temperature T_R on outdoor air temperature T_e

Didėjant lauko oro temperatūrai, šilumos siurblio veikimo ciklo kondensacijos temperatūra tolygiai mažėja, garavimo temperatūros didėja. Santykinai mažą kondensatoriaus temperatūros amplitudę lemia energijos transformatorių pasirinkimas oro paruošimo įrenginyje. Šilumogražio integravimas į oro paruošimo įrenginį gerokai sumažina šilumos siurblio šiluminės energijos poreikį. Todėl, turint kondensacijos šilumokaitį su nurodytu savitojo šilumos srauto $(Ak)_{KN}$ parametru, pakanka santykinai žemos kondensacijos temperatūros net esant minimalioms lauko temperatūroms. Nustatyta, kad šaldymo agento temperatūros (jų tęsiniai) kertasi patalpos temperatūros reikšmėje T_R (20°C). T_{KNizot} kitimas buvo apribotas uždaviniu tinkamai sušildyti tiekiamą orą, t. y. $T_{KNizot} > T_R$. Izotermų temperatūros artėja viena link kitos (daugiau kinta GR izoterma). Tačiau reikia atkreipti dėmesį, kad teoriniame modelyje kiekvieną lauko oro temperatūrą atitinka specifinis šilumos siurblio režimas, o realioje sistemoje tokį tikslų temperatūrų kitimą pasiekti sudėtinga dėl ribotų reguliavimo galimybių. Šiuo atveju ŠS valdymo algoritmas termodinamiškai suderintas su kitų OPI komponentų procesais, kintančiųjų apsiskumų kompresorius ir išsiplėtimo vožtuvas turėtų veikti pagal tai atitinkantį valdymo algoritmą.

3.2 pav. parodytas OPI (COP_{OPI}) ir integruoto ŠS ($COP_{\Sigma S}$) veiksmingumą kitimas priklausomai nuo lauko oro temperatūros.

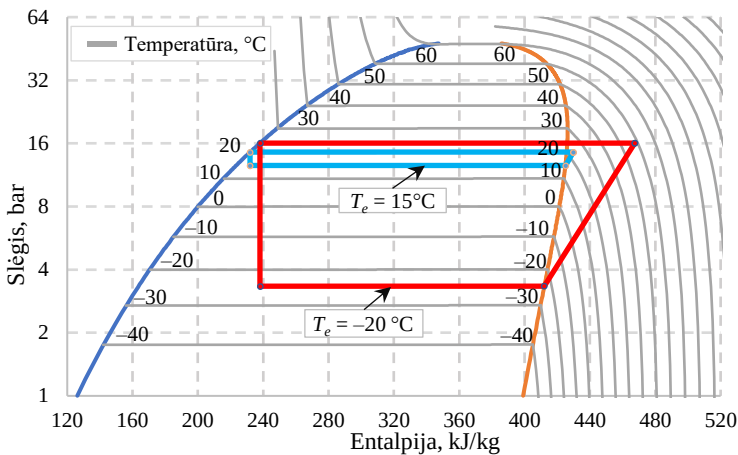


3.2 pav. Šilumos siurblio ir oro paruošimo įrenginio veiksmingumo koeficiento priklausomybė nuo lauko oro temperatūros T_e

Fig. 3.2. Dependence of the coefficient of performance of the heat pump and air handling unit on outdoor air temperature T_e

Grafike matyti OPI, kurio pagrindiniai energijos transformatoriai yra ŠG ir ŠS, bendrasis veiksmingumo rodiklis gana aukštas visame nagrinėjamame temperatūrų diapazone. Be to, yra aukščiausi, esant vyraujančioms pagal trukmę šildymo sezono lauko oro temperatūroms. Didėjant lauko oro temperatūrai, COP_{OPI} auga kartu su $COP_{\Sigma S}$, tačiau nuo $T_e = \sim 8$ °C OPI veiksmingumas pradeda mažėti, nors $COP_{\Sigma S}$ ir toliau kyla. Dėl mažėjančio šilumos srauto, reikalingo tiekiamam į patalpą orui pašildyti, mažėja ŠS elektros energijos sąnaudos. Ventiliatoriais sušildomas energijos kiekis yra pastovus visame temperatūrų intervale. Be to, nuo $T_e = \sim 8$ °C ventiliatorių galia pradeda viršyti ŠS elektrinę galią, o tai neigiamai atspindi OPI veiksmingumui, nuo šios temperatūros jis pradeda mažėti, nors $COP_{\Sigma S}$ turi teigiamą tendenciją (3.2 pav.).

Šilumos siurblio veikimo ciklai, atspindintys analizėje gautas jo kondensacijos ir garavimo izotermų temperatūrų priklausomybes, parodyti $p-h$ diagramoje 3.3 paveiksle.



3.3 pav. Termodinaminio analitinio modelio šilumos siurblio veikimo ciklai p - h diagramoje

Fig. 3.3. Heat pump operating cycles of the thermodynamic analytical model in the p - h diagram

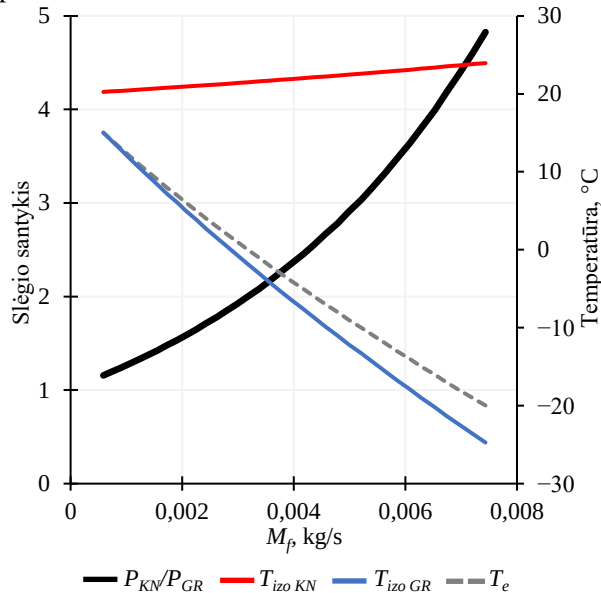
3.3 paveiksle parodyti šilumos siurblio veikimo ciklai, kai lauko oro temperatūra yra žemiausia (raudonas ciklas) ir aukščiausia (mėlynas ciklas). Esant tarpiniams lauko oro temperatūrų atvejams, šilumos siurblio ciklas turėtų judėti tarp šių dviejų ribinių ciklų.

3.1 ir 3.3 paveiksluose pristatytas šaldymo agento izotermų kitimo pobūdis nuo išorės temperatūros yra sąlyga, siekiant galimai aukštesnio ŠS veikimo naudingumo vėdinimo įrenginyje. Be to, konkrečios tokio kitimo pobūdžio skaitinės reikšmės priklauso nuo kondensatoriaus ir garintuvo savitųjų šilumos srautų santykio ir dydžio. Tačiau tokių šilumos siurblio veikimo sąlygų įgyvendinimas reikalauja savitų kompresoriaus charakteristikų (debito ir slėgio santykio), jų valdymo galimybių. Taigi, šios analizės dalis suformuoja reikalavimus specifinėms kompresoriaus charakteristikoms aplinkos oro temperatūros ir šilumokaičių (KN, GR) savitųjų šilumos srautų atžvilgiu. Kompresoriaus charakteristikos kitimas yra apibūdinamas šilumos siurblio funkcinė paskirtimi, kiekvienai lauko oro temperatūrai (T_e) jis turi turėti savitą slėgio santykio ir debito derinį.

3.4 paveiksle pateikta nagrinėjamojo OPI šilumos siurblio veikimo ciklo aukšto ir žemo slėgio santykio priklausomybė nuo šaldymo agento debito. Šios kreivės atskleidžia šilumos siurblio kompresoriaus darbo charakteristikas, kai yra konkretūs nagrinėjamų kondensatoriaus ir garintuvo savitieji šilumos srautai.

Iš 3.4 paveikslą galima matyti tiesioginį ryšį tarp šilumokaičių temperatūrų skirtumo ir reikalaujamo slėgių santykio. Artėjant minimalioms aplinkos oro temperatūroms T_e , slėgių santykis pradeda netiesiškai didėti. Tačiau šaldymo agento debitas pakankamai tolygiai pasiskirto išorės oro temperatūros atžvilgiu. Būtent

tokio pobūdžio kompresoriaus būdingųjų parametų kitimo reikalauja šis šilumos siurblio šilumokaičių (KN, GR) savitųjų šilumos srautų derinys, esant skirtingoms aplinkos oro temperatūroms.



3.4 pav. Suslėgimo laipsnio ir izotermų temperatūrų priklausomybė nuo šaldymo agento debito

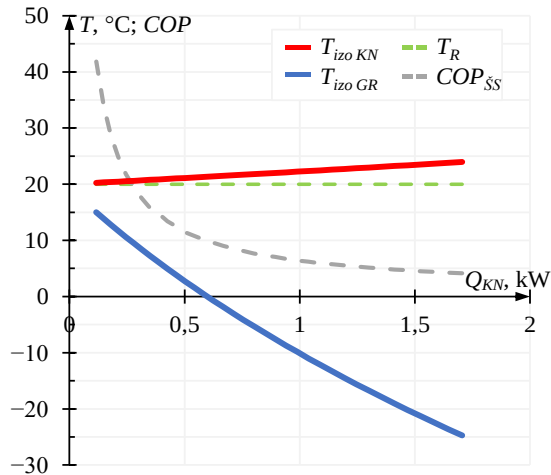
Fig. 3.4. Dependence of compression ratio and isotherm temperatures on refrigerant mass flow rate

Atlikta termodinaminė parametrinė analizė rodo šilumos siurblio kondensacijos ir garavimo temperatūrų kitimo teorinę priklausomybę nuo OPI reikalingos šildymo galios (3.5 pav.). Ši priklausomybė nustato šilumos siurblio valdymo ribas.

Kaip matyti iš 3.5 paveikslo, mažėjant šildymo poreikiui, kondensacijos temperatūra ($T_{KN izot}$) tolygiai mažėja, o garavimo temperatūra ($T_{GR izot}$) didėja. Mažėja atstumas tarp šilumos siurblio ciklo izotermų, o tai, atsižvelgiant į šaldymo agento termodinamines savybes, rodo, kad mažėja ir slėgio skirtumas tarp šilumos siurblio veikimo ciklo aukšto ir žemo slėgio zonų. T_R čia yra reikalinga į vėdinamą patalpą tiekiamo oro temperatūra.

3.5 pav. paveiksle pateikta izotermų priklausomybė nuo šilumos siurblio šiluminės galios, ir galima pastebėti, kad izotermos kitimo tendencija yra panaši į 3.1 paveiksle pateiktą tendenciją, tik priešinga kryptimi. Ši tendencija rodo, kad galia koreliuoja su išorės lauko oro temperatūra, todėl tolesnėse analizėse ir interpretuojant rezultatus bus nagrinėjama per galios prizmę. Valdant šilumos

siurbli šiuo režimu, galima pasiekti teoriškai aukščiausio COP , esant tokioms nustatytoms įrenginio charakteristikoms ir parametrams.



3.5 pav. Šilumos siurblio kondensacijos ($T_{izot,KN}$) ir garavimo ($T_{izot,GR}$) temperatūrų bei COP priklausomybė nuo ŠS šildymo galios

Fig. 3.5. Dependence of heat pump condensation and evaporation temperatures and COP on heating capacity

Atlikta parametrinė termodinaminė analizė atskleidžia, kaip šilumos siurblio veikimo ciklo parametrai – kondensacijos ir garavimo temperatūros bei jų skirtumai – priklauso nuo lauko oro temperatūros ir įrenginio šildymo galios. Kondensacijos ir garavimo temperatūrų tendencijų nuokrypis priklauso nuo konkrečios vėdinimo sistemos poreikių ir įdiegtų šilumos siurblio šilumokaičių, kuriuos apibūdina jų savitieji šilumos srautai. Rezultatai rodo, kad, tinkamai valdant šilumos siurblio parametrus, galima pasiekti aukštą efektyvumą visame nagrinėjamame temperatūrų diapazone.

Tyrimo metu nustatyta, kad šilumos siurblio efektyvumo rodikliai glaudžiai susiję su kompresoriaus charakteristikomis, šilumokaičių savitaisiais šilumos srautais ir jų tarpusavio deriniu. Šie rezultatai pabrėžia būtinybę tiksliai derinti įrenginio valdymo algoritmus pagal kintančias lauko sąlygas. Be to, analizė išryškina poreikį diegti naujus ciklo valdymo komponentus, kurie leistų dinamiškai keisti šilumos siurblio veikimo parametrus ir užtikrinti dar tikslesnį valdymą, didinant efektyvumą.

Tollesniuose tyrimuose tikslinga giliau analizuoti tokių valdymo komponentų diegimo galimybes, vertinant jų įtaką šilumos siurblio darbui ir sistemos patikimumui. Taip pat būtina įvertinti platesnių eksploatacinių sąlygų įtaką efektyvumui ir potencialias optimizacijos kryptis.

3.2. Kintamo kontūro tūrio šilumos siurblio vėdinimo sistemoje eksperimentiniai tyrimai ir veikimo charakteristikų analizė

Šiuose tyrimuose buvo atlikti eksperimentiniai vėdinimo sistemos su integruotu šilumos siurbliu bandymai. Vėdinimo įrenginyje nenaudojamas atskiras šilumogražis (šilumos atgavimo įrenginys), jo funkciją atlieka integruotas šilumos siurblys, atgaunantis šilumą iš šalinamo oro ir pašildantis tiekiamą lauko orą. Visi bandymai buvo atliekami realiomis klimatinėmis sąlygomis, o šilumos siurblio valdymas praplėstas papildomomis funkcijomis.

Siekiant iširti papildomo valdymo, realizuoto keičiant šaldymo agento kontūro tūrį, įtaką šilumos siurblio darbui vėdinimo sistemoje, buvo sukurtas ir įdiegtas specialus kontūro tūrio didinimo prietaisas.

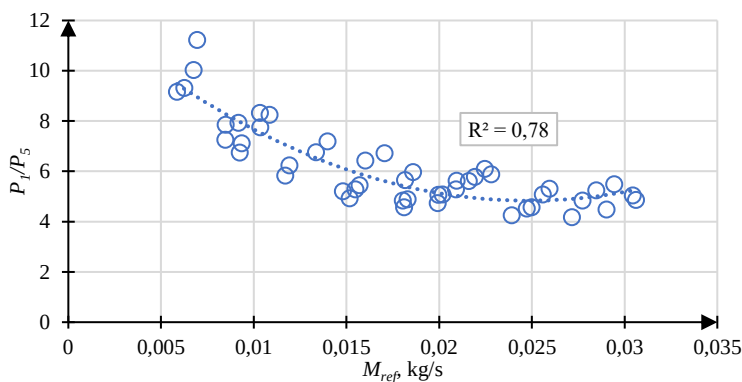
Šilumos siurblio kontūre įrengtas sistemos tūrio didinimo prietaisas leidžia padidinti pradinį $V_0 = 4,76 \text{ dm}^3$ šaldymo agento cirkuliuojančio kontūro tūrį 17,0 % (+0,81 dm^3) (V1); 26,4 % (+1,26 dm^3) (V2); 34,4 % (+1,64 dm^3) (V3), palyginti su pradiniu sistemos tūriu V_0 (4,76 dm^3). Bandymai atlikti varijuojant šilumos siurblio kompresoriaus sukimosi dažnį (1800, 1920, 2100 ir 2200 aps./min.) ir elektroninio išsiplėtimo vožtuvo pralaidumą (30 %, 50 % ir 70 %). Šilumos siurblio kontūre naudojamas šaldymo agentas R410A, kurio masė sistemoje yra 1,13 kg. Toliau pateikiami gautų eksperimentinių tyrimų rezultatai.

3.2.1. Bendrosios kintamo kontūro tūrio šilumos siurblio veikimo charakteristikos

Šiame poskyryje pristatytos eksperimentinio šilumos siurblio tipinės veikimo charakteristikos. Šių charakteristikų tikslas – nustatyti, kaip veikia šilumos siurblys, kai jis valdomas standartinėmis priemonėmis kartu su sistemos tūrio keitimo priemone, ir palyginti su kelių kompresorių charakteristikomis, kurias pateikia gaminio gamintojai.

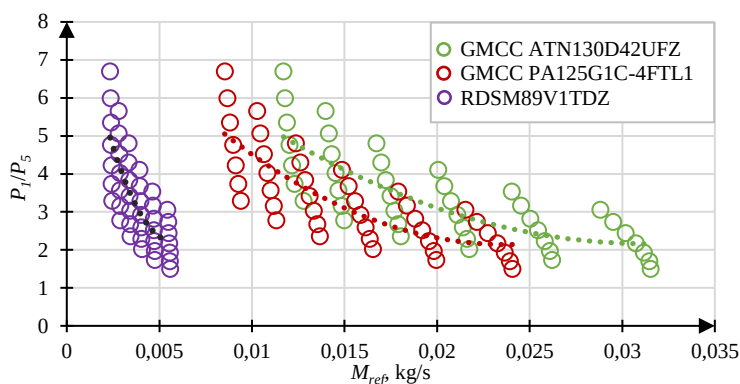
Suslėgimo laipsnis ir debitas

Viena iš tipinių šilumos siurblio kompresorių charakteristikų yra suslėgimo laipsnio (šaldymo agento slėgio prieš ir po kompresoriaus santykis) priklausomybė nuo pratekančio šaldymo agento masės debito. 3.6 pav. pateikti eksperimento metu gauti darbo taškai, o 3.7 pav. – skirtingų kompresorių darbo taškai, kuriuos deklaruoja įrangos gamintojai.



3.6 pav. Kompresoriaus slėgio santykio ir debito priklausomybė (eksperimento duomenys)

Fig. 3.6. Relationship between the compressor pressure ratio P_1/P_5 and the flow rate (experimental data)



3.7 pav. Kompresoriaus slėgio santykio ir debito priklausomybė (gamintojų duomenys)

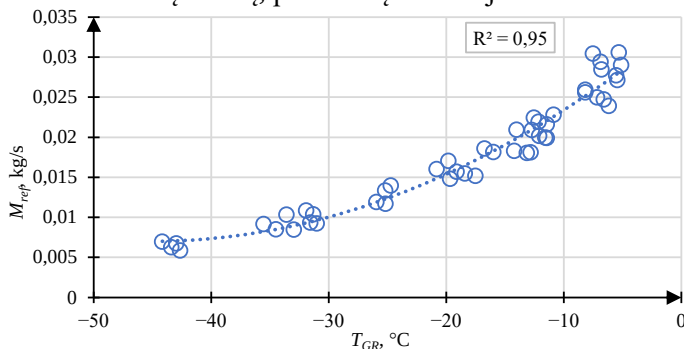
Fig. 3.7. Relationship between the compressor pressure ratio and the flow rate (manufacturers' data)

Kaip minėta, šiame grafike (3.7 pav.) apskritimais pažymėti skirtingų gamintojų šilumos siurblio kompresorių šaldymo agento suslėgimo laipsnio nuo debito priklausomybės taškai, o taškinė linija – šių kompresorių charakteringųjų taškų regresijos lygtis, kuri suformuota taikant antrojo laipsnio polinomą.

Matoma, kad kompresorių gamintojų pateikta suslėgimo laipsnio tendencija (3.7 pav.) sutampa su eksperimento metu gautomis vertėmis (3.6 pav.). Galima pastebėti, kad, didėjant šaldymo agento debitui, mažėja sukuriamas suslėgimo laipsnis. Panaši tendencija buvo gauta ir eksperimento metu. Dėl to galima teigti, kad tyrimai buvo tinkamai atlikti.

Debitas ir garavimo temperatūra

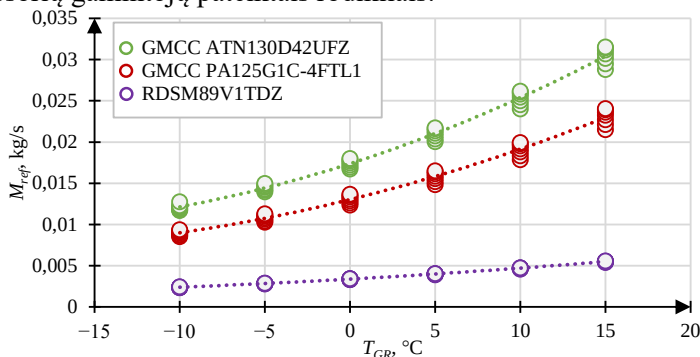
Kita šilumos siurbliams būdinga charakteristika – šaldymo agento debito priklausomybė nuo garavimo temperatūros. 3.8 paveiksle parodyta bandymų metu gauta eksperimentinio šilumos siurblio charakteristika. Matyti, kad didesnė garavimo temperatūra lemia didesnę debitą, pratekantį sistemoje.



3.8 pav. Šaldymo agento debito ir garavimo temperatūros priklausomybė (eksperimento duomenys)

Fig. 3.8. Relationship between the refrigerant flow rate and the evaporation temperature (experimental data)

3.8 paveiksle matyti, kad, didėjant garavimo temperatūrai, didėja ir debitas. Šiuos taškus sujungus regresine linija, kuri atitinka antrojo laipsnio polinomą, gautas regresijos rodiklis yra lygus 95 %. Šis dydis rodo, kad regresinė lygtis atitinka ir pakankamai tiksliai atkartoja matavimo taškus, todėl tolesniuose tyrimuose galima naudoti lygtį vietoje matavimų. Toliau pateikiamas 3.9 paveikslas su kompresorių gamintojų pateiktais rodikliais.



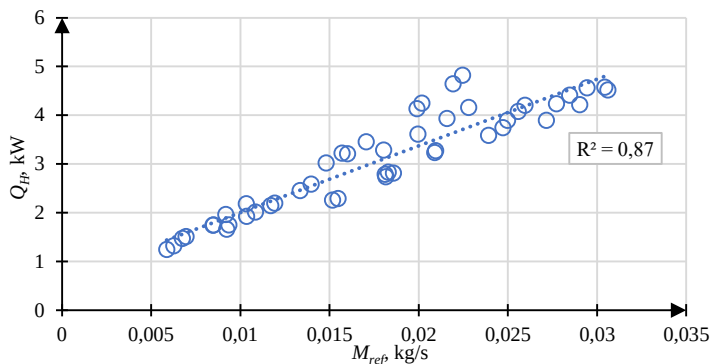
3.9 pav. Šaldymo agento debito ir garavimo temperatūros priklausomybė (gamintojų duomenys)

Fig. 3.9. Relationship between the refrigerant flow rate and the evaporation temperature (manufacturers' data)

3.9 paveiksle atsispindi analogiška tendencija, kaip ir eksperimentinių tyrimų rezultatuose. Šis sutapimas dar kartą patvirtina eksperimentinių tyrimų rezultatų patikimumą. Kitame poskyryje bus analizuojamos galios ir debito priklausomybės.

Galia ir debitas

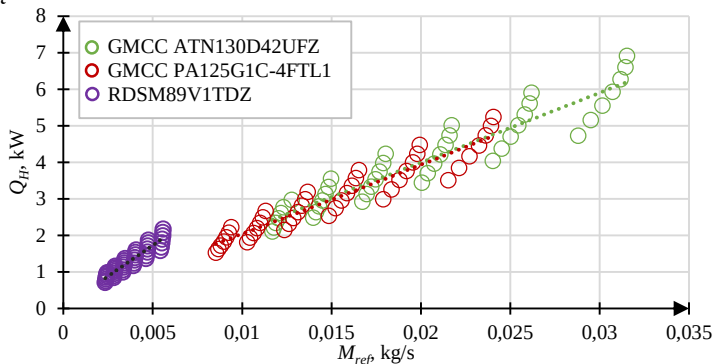
Dar vienas šilumos siurblio būdingasis parametras – tai šildymo galios priklausomybė nuo masės debito. 3.10 ir 3.11 paveiksluose pristatytos šios charakteristikos, gautos eksperimentinių bandymų metu ir iš skirtingų gamintojų pateiktų duomenų.



3.10 pav. Šildymo galios ir debito priklausomybė (eksperimento duomenys)

Fig. 3.10. Heating power vs flow rate (experimental data)

Iš 3.10 pav. matyti, kad, didėjant debitui, didėja ir šilumos siurblio galia, o taškus sujungus regresine linija, gautas regresijos koeficientas, kuris yra didesnis kaip 87 %. Šis koeficientas rodo, kad veikimo charakteristiką galima apskaičiuoti su pakankamai dideliu tikslumu. Toliau paveiksluose pateikiamos kompresorių gamintojų charakteristikos.



3.11 pav. Šildymo galios ir debito priklausomybė (gamintojų duomenys)

Fig. 3.11. Heating power vs flow rate (manufacturers' data)

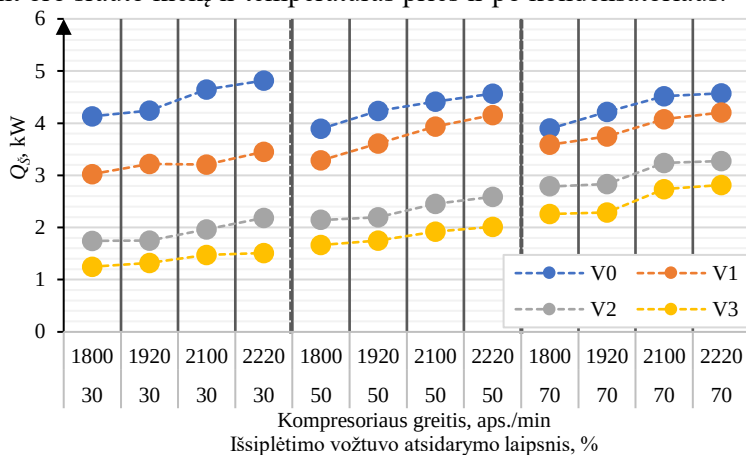
Iš 3.11 paveikslo matyti, kad kompresoriaus veikimo charakteristika yra panaši kaip ir 3.10 paveikslo, o tai rodo, kad autoriaus atlikti eksperimentiniai tyrimai yra logiški ir galima tikėti jų rezultatais.

3.2.2. Šilumos siurblio kontūro tūrio pokyčio įtaka veikimo parametrams

Šiame poskyryje pateikiami eksperimentinių bandymų rezultatai, kai keičiamas sistemos tūris, bet šaldymo agento masė kontūre išlieka pastovi. Bandymai pradami nuo mažiausio sistemos tūrio, o neveikiant ŠS slėgis nusistovi iki 11 bar. Tyrimo rezultatai pateikiami prasidedant nuo ŠS šildymo galios pakyčių, esant skirtingiems sistemos kontūro tūriams.

Šildymo galia

Vienas dažniausiai šilumos siurblių darbą apibūdinančių rodiklių yra šildymo galia. Šiuo atveju toliau pateikiamas 3.12 paveikslas, kuriame nustatyta, kaip keičiasi šildymo galia, kintant kompresoriaus apsisukimų greičiui, išsiplėtimo vožtuvo padėčiai ir esant skirtingam ŠS sistemos tūriui. Šildymo galia vertinta matuojant oro srauto kiekį ir temperatūras prieš ir po kondensatoriaus.



3.12 pav. Šilumos siurblio šildymo galia eksperimento metu

Fig. 3.12. Heating power of the HP during the experiment

3.12 paveiksle matyti, kad, reguliuojant šilumos siurblio veikimą tradiciniais metodais (keičiant kompresoriaus apskuk greitį ir išsiplėtimo vožtuvo uždarymo poziciją) baziniame variante, kai šilumos siurblio kontūro tūris – V0, pasiektas tiekiamo oro pašildymo galios diapazonas nuo 3,89 kW iki 4,82 kW, pokytis 0,93 kW. Padidinus ŠS kontūro tūrį 17,0 % (nuo V0 iki V1) šildymo galia, kai

mažiausias apsisukimų greitis ir mažas pralaidumas siekia 3,02 kW, o, laipsniškai didinant apsisukimų skaičių ir išsiplėtimo vožtuvo pralaidumą, šildymo galia didėjo iki 4,21 kW. Galia didėjo, bet pastebimi ir svyravimai. Tačiau šie svyravimai galimi dėl skirtingų greičio ir pralaidumo atvejų. Matoma, kad galios diapazonas (palyginti su V0 atveju) praplatėjo 27,66 % (nuo 0,93 iki 1,18 kW). Tačiau pasiekto galios valdymo diapazono bendrosios ribos sumažėjo, palyginti su baziniu variantu, 3,02 kW – 4,21 kW. Toliau didinant sistemos tūrį, tendencijos nepasikeitė. V2 ŠS kontūro tūris padidėjo 26,4 % iki 6,01 dm³, V3 atveju kontūro tūris padidėjo 34,4 % iki 6,40 dm³, palyginti su baziniu variantu (V0 atvejis). V2 atveju šildymo galios valdymo diapazonas praplatėjo 65,15 % (nuo 0,93 iki 1,53 kW). V3 atveju padidėjo 69,62 % (0,93 iki 1,57 kW), palyginti su baziniu variantu. Pasiekto galios valdymo diapazono bendrosios ribos sumažėjo V2 ir V3 atvejais atitinkamai 1,74–3,27 kW ir 1,25–2,82 kW.

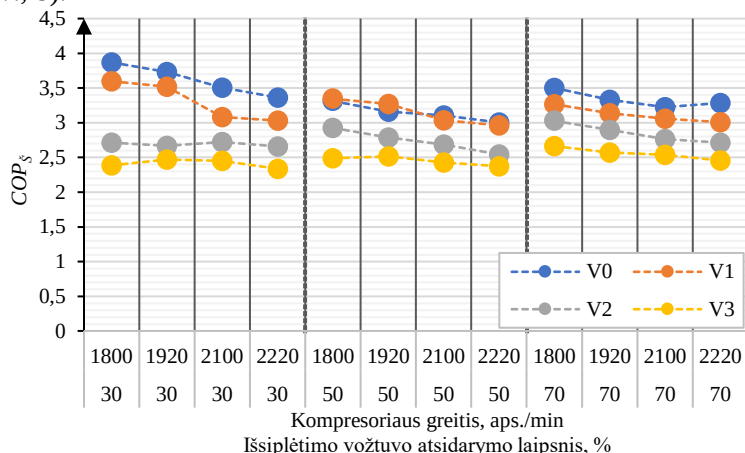
Pastebima, kad papildomo reguliavimo panaudojimas, keičiant ŠS kontūro tūrį, kartu su tradicinėmis valdymo priemonėmis leido praplėsti šildymo galios diapazoną, t. y. maksimalios ir minimalios galios skirtumas pasiektas keičiant apsisukimų greitį ir droselio pralaidumą. Šis galios diapazono padidėjimas siekia net 0,7 karto, palyginti su V0 atveju. Galima konstatuoti, kad tūrio praplėtimas sumažina maksimalią įrenginio šildymo galią, bet leidžia ją reguliuoti platesniame diapazone. Faktiškai, įvedus papildomą valdymo laipsnį, bendrasis šilumos siurblio galios diapazonas padidėjo 3,8 karto, nuo 3,89 kW–4,82 kW iki 1,25 kW–4,82 kW. Platesnis reguliavimo diapazonas gali pasiteisinti šalto klimato regione pereinamaisiais laikotarpiais, kai reikalinga nedidelė ŠS galia, t. y. galima išvengti buferinės talpos. Tokia buferinė talpa statoma, kai parenkamas galingas ŠS negali veikti mažomis galiomis. Tačiau oro paruošimo įrenginiuose dėl konstrukcinių aspektų nėra galimybės įrengti buferinės talpos. Praplėtus ŠS kontūro tūrį, sumažėja galia ir padidėja valdymo diapazonas. Šioje dalyje neanalizuojamas šilumos siurblio veikimas ilgu laikotarpiu ir kaip veiks pereinamaisiais laikotarpiais, šis tyrimas bus atliekamas kitais etapais.

Efektyvumas

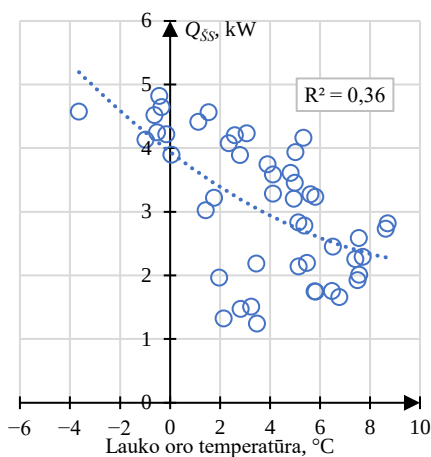
Šilumos siurblio kontūro tūrio keitimo reguliavimas leido praplatinti galimą šildymo galios diapazoną, tačiau bendrosios tendencijos rodo, kad veiksmingumo koeficientas (*COP*) mažėja, didėjant ŠS kontūro tūriui. Vidutinis *COP* kiekvieno tūrio padidėjimo atveju mažėjo 5,14 % (V1); 18,03 % (V2); 26,53 % (V3), palyginti su baziniu atveju V0 (3.13 pav.).

3.13 paveiksle matyti, kad daugeliu atvejų, padidinus pralaidumą ir turint mažą apsisukimų greitį, efektyvumas šiek tiek padidėja V0, V2 ir V3 atvejais. V2 ir V3 atveju pasiekiamas aukščiausias efektyvumas.

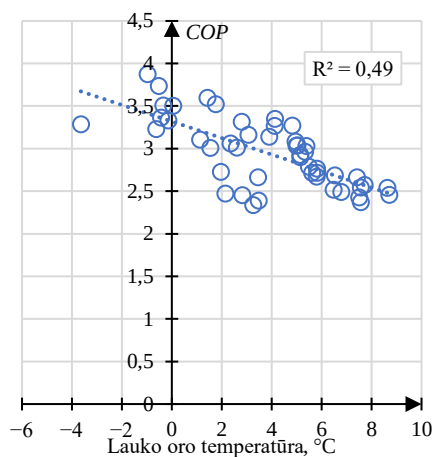
Visgi pastebėta, kad veikimo efektyvumų kitimas priklauso ir nuo lauko oro temperatūros, kuri formuoja svyravimus. Lauko temperatūros kitimas turi neryškią įtaką šilumos siurbliui pasiekiamai šildymo galiai, gautas regresijos koeficientas yra 0,36 (3.14 pav., a). Tačiau pastebėta, kad veiksmingumo koeficientas jautresnis lauko oro parametrams, šios priklausomybės regresijos koeficientas 0,49 (3.14 pav., b).



3.13 pav. ŠS veiksmingumo koeficientas (COP) eksperimento metu
Fig. 3.13. COP of HP during the experiment



a)



b)

3.14 pav. Šilumos siurblio parametrų priklausomybė nuo lauko oro temperatūros: a – šildymo galia nuo lauko oro temperatūros; b – COP nuo lauko oro temperatūros

Fig. 3.14. Dependence of the heat pump parameters on the outside air temperature: a) heating power vs outdoor air temperature and b) COP vs the outdoor air temperature

Be to, pažymėta bendroji tendencija, kad šilumos siurblio veiksmingumo koeficientas didėja, mažėjant lauko oro temperatūrai. Gali būti, kad tokia netipinė šilumos siurbliams tendencija susidarė dėl instaliuoto kompresoriaus galios, kuri yra didesnė, siekiant, kad jis efektyviau veiktų net stipriai atvėsus lauko oro temperatūrai.

Iš pateiktų rezultatų matyti, kad kontūro tūrio didinimas leidžia šilumos siurbliui dirbti mažesne šildymo galia nei pradiniu atveju (V0). Taigi šilumos siurblio kontūro tūrio keitimas leido praplatinti šildymo galios diapazoną. Tai leidžia įrenginiui stabiliai dirbti platesnėse lauko oro temperatūrų ribose.

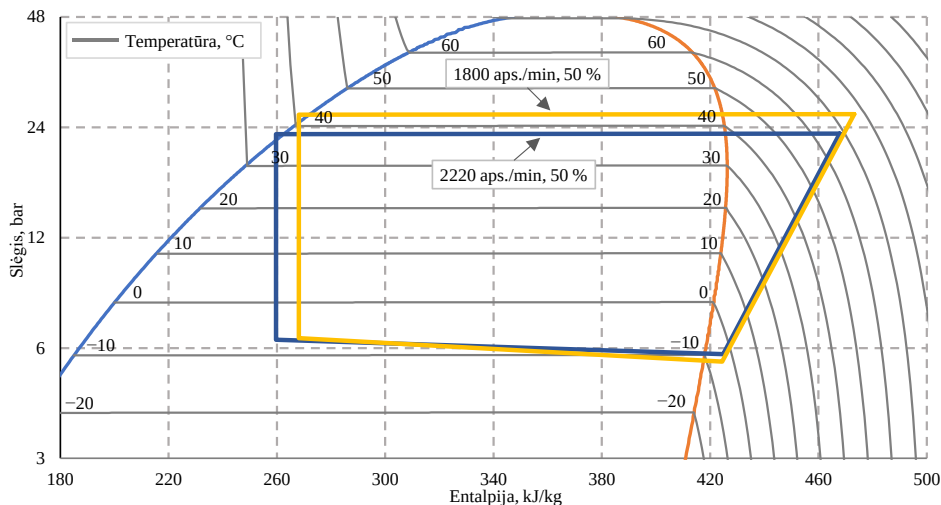
Tačiau šilumos siurblio kontūro tūrio didinimas turi ir neigiamą aspektą. Didinant tūrį, mažėjo ŠS veiksmingumo koeficientas. Šio trečiojo valdymo laisvės laipsnio įtaka sezoniniam veiksmingumo koeficientui bus vertinama tolesniuose etapuose, kuriuose jo veikimas bus imituojamas realioje sistemoje su realiais šilumos poreikiais.

Stipriai didinant tūrį (V2 ir V3 atvejais), pastebima, kad suformuojamas reiškinys, kuris turi panašumų su atvejais, kai pastebimas dalinis šaldymo agento nuotėkis iš šilumos siurblio sistemos (Pelella et al., 2022; Y. Zhang et al., 2023). Todėl tikslinga, ateityje vykdant tyrimus, pripildyti šalčio agento sistemoje daugiau nei rekomenduojama ir vėliau turėti gerokai didesnes veikimo galimybes.

Šilumos siurblio ciklai *p-h* diagramoje

Ankstesnėje rezultatų dalyje pateikta, kaip sistemos tūrio didinimas paveikia įrenginio galią ir veikimo efektyvumą, o šiame poskyryje pateikti būdingieji šilumos siurblio veikimo ciklo pokyčiai *p-h* diagramoje, kai įrenginys valdomas anksčiau minėtomis priemonėmis. Toliau pateikiami grafikai, kurie suformuoti remiantis eksperimentinių tyrimų metu gautais rezultatais.

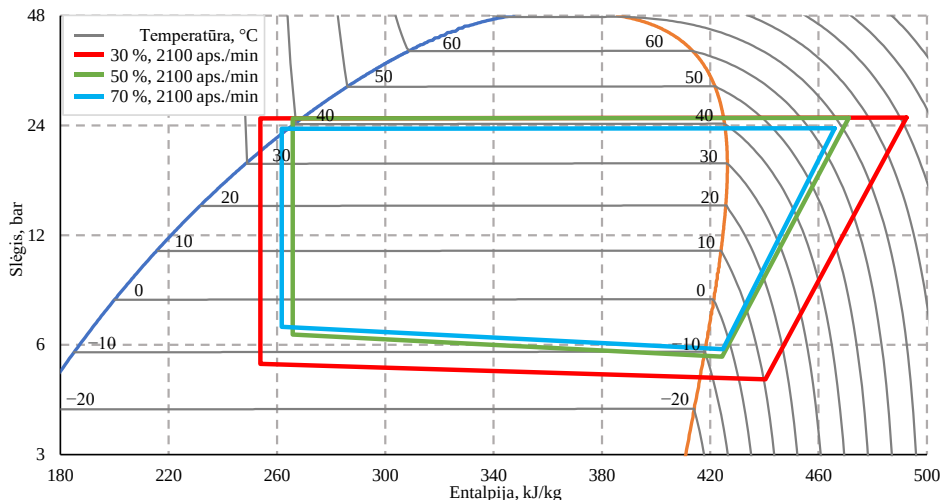
3.15 paveiksle pateiktas tipinis valdymo kompresoriumi atvejis: išsiplėtimo vožtuvo pastovus pralaidumas 50 %, kompresoriaus greitis keičiamas tarp ribinių reikšmių 1800 ir 2220 (tarpiniai ciklai, kai greitis 1900 ir 2100, neparodyti), ŠS kontūro tūris V0. Matyti, kad kompresoriaus greičio keitimas turi mažą įtaką ciklo perkaitinimo ir peršaldymo temperatūrų skirtumams, jie išlieka panašūs. Be to, dėl kompresoriaus greičio didinimo pakilo kondensacijos temperatūra, o garavimo temperatūra sumažėjo. Bazinio tūrio atveju, didinant kompresoriaus greitį, tarp ribinių reikšmių kondensacijos temperatūra vidutiniškai didėdavo 4,81 °C, o garavimo mažėdavo 0,97 °C. Reguliavimas kompresoriumi turėjo didesnę įtaką kondensacijos izotermiai. Panašios tendencijos matomos keičiant kompresoriaus greitį ir kitais išsiplėtimo vožtuvo pralaidumo atvejais.



3.15 pav. Šilumos siurblio veikimo ciklai p - h diagramoje (kompresoriaus greitis 1800 ir 2220 aps./min., išsiplėtimo vožtuvo pralaidumas 50 %, tūris V_0)

Fig. 3.15. Operation cycles of the heat pump in a p - h diagram (compressor speeds 1800 and 2220 rpm; expansion valve capacity 50%; and volume V_0)

3.16 paveikslas pateiktas vienas iš šilumos siurblio veikimo atvejų, kai kompresoriaus greitis yra fiksuotas.

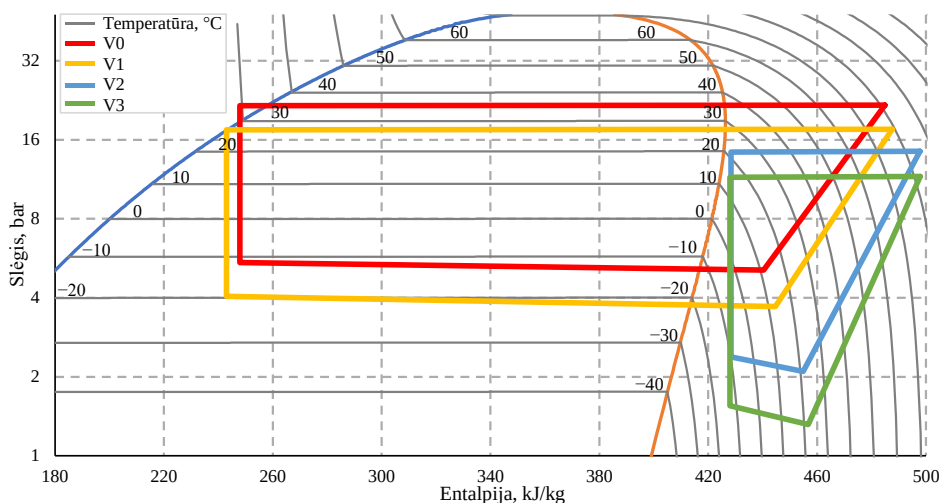


3.16 pav. Šilumos siurblio veikimo ciklai p - h diagramoje (kompresoriaus greitis 2100 apsk./min., išsipl. vožtuvo pralaidumas 30, 50, 70 %, tūris V_0)

Fig. 3.16. Operation cycles of the heat pump in a p - h diagram (compressor speed 2100 rpm; expansion valve capacity 30, 50, and 70%; and volume V_0)

3.16 paveiksle matomas atvejis, kai šilumos siurblys valdomas išsiplėtimo vožtuvu, keičiant jo pralaidumą nuo 30 % iki 70 %, o kompresoriaus greitis fiksuotas, ŠS kontūro tūris V0. Nustatyta, kad išsiplėtimo vožtuvo pralaidumo keitimas turėjo neženklų poveikį kondensacijos temperatūrai (skirtumas tarp ribinių atvejų 2,75 °C), tačiau garavimo temperatūrai jis buvo reikšmingesnis – 6,83 °C tarp 30 % ir 70 % vožtuvo pralaidumo atveju. Be to, reguliuojant šilumos siurblių išsiplėtimo vožtuvu, pavyko paveikti ciklo perkaitinimo ir peršaldymo temperatūras. Sumažinus vožtuvo pralaidumą nuo 70 % iki 30 %, perkaitinimo ir peršaldymo temperatūrų skirtumai padidėjo atitinkamai 19,33 °C ir 6,87 °C. Todėl gerokai didesnę įtaką garintuvo darbo režimui turi išsiplėtimo vožtuvo padėtis negu kompresoriaus režimo keitimo atvejis.

3.17 paveiksle pateiktas šilumos siurblio veikimo atvejis, kai jis valdomas kontūro tūriu.



3.17 pav. Šilumos siurblio veikimo ciklai p - h diagramoje (kompresoriaus greitis 1800 apsk./min., išsiplėtimo vožtuvo pralaidumas 30 %, tūris V0, V1, V2, V3)

Fig. 3.17. Operation cycles of the HP in a p - h diagram (compressor speed 1800 rpm; expansion valve capacity 30%; and volumes V0, V1, V2, and V3)

Šilumos siurblio kontūro tūrio keitimas turėjo reikšmingiausią poveikį šilumos siurblio veikimo ciklui (3.17 pav.). Tūrio didinimas nuo V0 iki V1 leido praktiškai tolygiai „nuleisti“ ciklą diagramoje. Šiuo atveju kondensacijos ir garavimo izotermų temperatūros sumažėjo atitinkamai 8,30 °C ir 8,22 °C, o temperatūros prieš ir po kompresoriaus buvo panašios. Toliau dar didinant sistemos tūrį iki V2 ir V3, kondensatoriaus ir garintuvo linijos tolygiai nuslinko slėgio mažėjimo kryptimi. Tačiau ciklai nepasiekė, neperėjo į dviejų fazių sritį, o tai rodo, kad kondensatoriuje neįvyko šaldymo agento kondensacijos procesas, ir visas ciklas vyko

perkaitintųjų garų srityje. Iš kompresoriaus išeinantis aukštos temperatūros ir slėgio garas kondensatoriuje buvo atvėsintas, bet nesukondensuotas. Šiais atvejais (V2, V3) kondensatoriaus ir garintuvo entalpijos skirtumai kelis kartus sumažėjo, palyginti su V0 ir V1 atvejais.

Iš pateiktų p - h grafikų pastebima, kad sistemos tūrio keitimas praplečia veikimo diapazoną, palyginti su standartinėmis priemonėmis. Tūrio didėjimas 17 % pagerina valdymo galimybes, bet tūrio didėjimas, kuris viršija 26 %, yra žalingas veikimui, nes nepasiekiamas garavimo ir kondensavimo procesas (tačiau vis tiek ciklo $COP > 1$, kas yra geriau nei elektrinis šildytuvas). Ši tūrio kitimo nauda gali būti pritaikoma ir vėsinimo ar šaldymo procesams, nes, nepakeitus nei kompresoriaus greičio, nei išsiplėtimo vožtuvo pralaidumo, o padidinus tūrį, pažemėja garavimo temperatūra, o jo veikimo efektyvumas beveik nepasikeičia, vidutinis COP nuo V0 iki V1 tūrio padidėjimo atveju sumažėjo 5,14 %.

Šioje dalyje pateikiami šilumos siurblio, integruoto į vėdinimo įrenginį, eksperimentinių tyrimų rezultatai. Eksperimentų metu buvo keičiami įrenginio veikimo režimai, reguliuojant kompresoriaus greitį, išsiplėtimo vožtuvo padėtį ir sistemos tūrį.

Atliktas veikimo charakteristikų palyginimas parodė, kad kintamo kontūro tūrio šilumos siurblio veikimo charakteristikų tendencijos yra panašios į tipinių pastovaus sistemos tūrio šilumos siurblių, valdomų standartinėmis priemonėmis (kompresoriumi ir išsiplėtimo vožtuvu), charakteristikas. Šis tendencijų panašumas rodo, kad eksperimentinių tyrimų rezultatai pakankamai tikslūs.

Papildoma valdymo galimybė buvo pasiekta keičiant šilumos siurblio kontūro tūrį. Derinant šį metodą su įprastiniu valdymu, buvo išplėstas šildymo galios diapazonas. Sistemos kontūro tūrio padidinimas leido šilumos siurbliui veikti mažesne šildymo galia nei pirminiu atveju (V0), užtikrinant stabilų įrenginio veikimą platesniame lauko oro temperatūrų diapazone.

Nustatyta, kad, didinant šilumos siurblio kontūro tūrį, sumažėja jo efektyvumas. Šis reiškinys panašus į dalinio šaldymo agento nuotėkio poveikį šilumos siurblio sistemai. Tačiau šilumos siurblio naudingumo koeficientas vis tiek išlieka aukštesnis nei standartinių šildymo prietaisų (pvz., elektrinio šildytuvo). Dėl šios priežasties jo naudojimas išlieka racionalus.

Analizuojant eksperimentinio šilumos siurblio veikimo ciklus p - h diagramoje, nustatyta, kad kompresoriaus greičio keitimas turėjo mažą įtaką ciklo perkaitinimo ir peršaldymo temperatūrų skirtumams. Didinant kompresoriaus greitį, kondensacijos temperatūra pakyla, o garavimo temperatūra mažėja. Išsiplėtimo vožtuvo pralaidumo keitimas turi reikšmingesnę poveikį garavimo temperatūrai nei kondensacijos temperatūrai. Reguluojant šilumos siurblio išsiplėtimo vožtuvu, buvo įmanoma paveikti ciklo perkaitinimo ir peršaldymo temperatūras. Vožtuvo pralaidumo mažinimas padidino šių temperatūrų skirtumus. Šilumos siurblio kontūro tūrio didinimas turėjo reikšmingą poveikį šilumos siurblio veikimo ciklui.

Tūrio didinimas leidžia praktiškai tolygiai „nuleisti“ ciklą diagramoje, sumažinant kondensacijos ir garavimo izotermų temperatūras.

Tačiau svarbu pažymėti, kad tūrio keitimas palankiai veikia, kai tūrio padidėjimas yra 17 % ar mažesnis. Viršijus šią ribą, pastebėtinas žalingas poveikis veikimui, nes nepasiekiamas garavimo ir kondensavimo procesas. Tačiau net tokiu atveju ŠS veikimas yra efektyvesnis už elektrinį šildytuvą. Tūrio kaita gali būti naudinga vėsinimo ar šaldymo procesams, nes, nekeičiant kompresoriaus greičio ar išsiplėtimo vožtuvo pralaidumo, bet didinant tūrį, galima sumažinti garavimo temperatūrą, turint nedidelę įtaką veikimo efektyvumui.

Eksperimentiniai tyrimai parodė didelę valdymo komponentų įtaką kintamo tūrio šilumos siurblio darbui. Reguluojant ir keičiant tūrį, šilumos siurblio šildymo galios parametrai reaguoja jautriausiai, palyginti su valdymu kompresoriumi arba plėtimosi vožtuvu. Toks jautrumas parodo potencialą kurti naujus valdymo metodus, taikant kintamo kontūro tūrio technologiją šilumos siurblių reguliavimo procese.

Šis tyrimas žymi pradinius žingsnius, nagrinėjant šilumos siurblio valdymo galimybes, pritaikant kintamo kontūro tūrio metodus. Ateities tyrimuose rekomenduojama toliau tirti šilumos siurblio kontūro tūrio keitimo valdymą platesniame lauko oro temperatūrų diapazone ir skirtingo galingumo įrenginiuose. Taip pat verta išanalizuoti šios tūrio keitimo priemonės pritaikymo galimybes šaldymo įrangoje, nes, padidinus kontūro tūrį, garavimo temperatūra sumažėja beveik nepakeičiant veikimo efektyvumo, net ir nekeičiant kompresoriaus greičio ar išsiplėtimo vožtuvo pralaidumo.

Tollesniuose tyrimo etapuose bus atliekama kintamo kontūro tūrio šilumos siurblio ilgalaikio veikimo vėdinimo sistemoje analizė, įvertinus jo veikimą perinamaisiais laikotarpiais ir įvertinus sezoninius efektyvumo rodiklius.

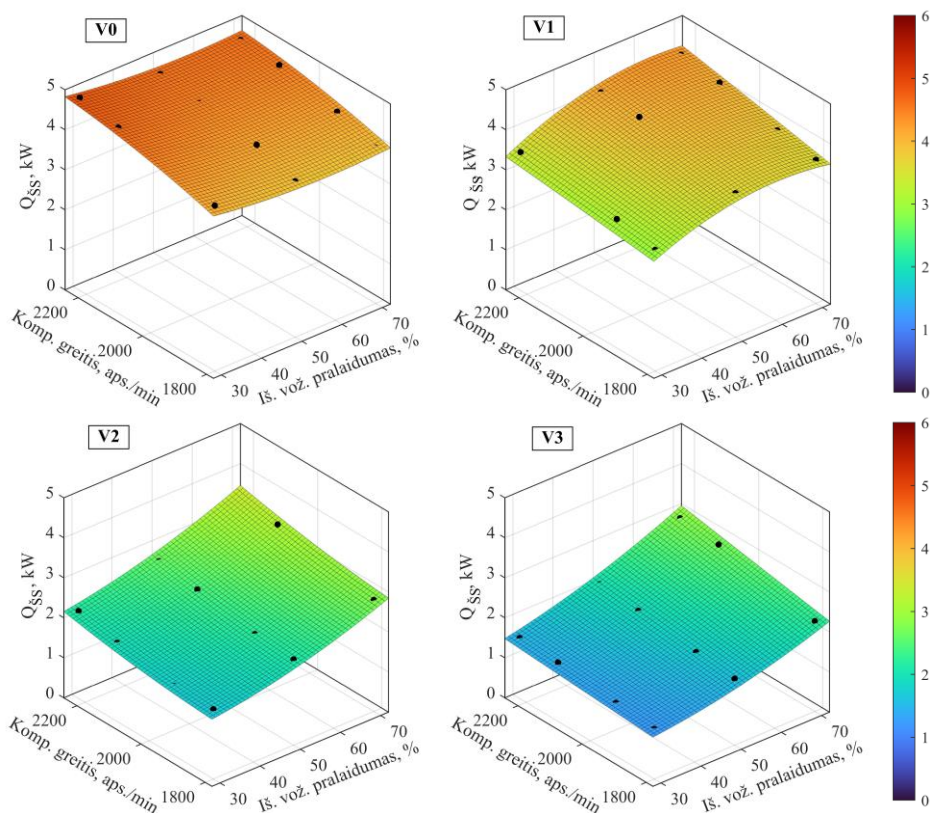
3.3. Šilumos siurblių sezoninio veiksmingumo gerinimas, taikant kintamo tūrio valdymą oro paruošimo įrenginiuose: lyginamasis tyrimas Europos regionuose

Šiame poskyryje nagrinėjamas šilumos siurblių sezoninio našumo gerinimas, taikant kintamo tūrio valdymo metodą oro paruošimo įrenginiuose. Pateikiami eksperimentinių duomenų pagrindu sudaryti polinominiai modeliai, leidžiantys įvertinti šilumos siurblio šildymo galios ir efektyvumo priklausomybę nuo valdymo parametrų. Taip pat atliekamas skirtingų klimato regionų (Vilniaus, Helsinkio ir

Milano) palyginamasis tyrimas, siekiant įvertinti kintamo tūrio reguliavimo poveikį šilumos siurblio veikimo trukmei ir sezoniniam naudingumo koeficientui (*SCOP*).

3.3.1. Eksperimentinių duomenų polinominiai modeliai ir paviršinės priklausomybės

Remiantis eksperimentiniais duomenimis, buvo suformuoti šilumos siurblio galios ir *COP* paviršiai V0, V1, V2 ir V3 atvejais. Šie paveikslai suformuoti iš eksperimentinių rezultatų, kurie pateikti ankstesniame skyriuje. Paviršiai pateikiami 3.18 pav. ir 3.19 paveiksluose.



3.18 pav. Šilumos siurblio šiluminės galios kitimo nuo kompresoriaus sukimosi greičio ir išsiplėtimo vožtuvo padėties priklausomybės (V0–V3)

Fig. 3.18. Variation of the heat output of the heat pump with the speed of the compressor and the position of the expansion valve (V0–V3)

3.18 paveiksle pateikiamas šilumos siurblio šiluminės galios kitimo paviršius, keičiantis kompresoriaus apsisukimų greičiui ir išsiplėtimo vožtuvo prasidavimo laipsniui. Pateikiami atvejai nuo V0 iki V3, o jų kitimo spalvinis intensyvumas suvienodintas pagal vieną skalę, kuri pateikiama dešinėje pusėje. Paveikslai suformuoti naudojantis kompiuterine skaičiavimo programa *MATLAB*.

Iš šių paveikslų matyti, kad didžiausia galia pasiekama V0 atveju, kai apsisukimų greitis 2200 aps./min., išsiplėtimo vožtuvo pradavimo laipsnis 30 %, o visais kitais atvejais mažėja. Be to, matyti, kad, didinant šilumos siurblio sistemos tūrį, galia tik mažėja, o V1, V2 ir V3 atvejais maksimali galia pasiekama, kai kompresoriaus apsisukimų greitis 2200 aps./min., išsiplėtimo vožtuvo pradavimo laipsnis 70 %. Pasitelkus *MATLAB* kompiuterinę programą, suformuotos paviršių polinomų lygtys kiekvienam paviršiui.

Pagal eksperimentinius šilumos siurblio tyrimuose gautus duomenis, naudojantis *MATLAB* kompiuterine programa, formuojami įrenginio galios priklausomybės $Q_{vi}(x, y)$ paviršiai, atitinkantys antrojo laipsnio polinomo lygtį:

$$Q_{vi}(x, y) = p_{00} + p_{10} \cdot x + p_{01} \cdot y + p_{20} \cdot x^2 + p_{11} \cdot x \cdot y + p_{02} \cdot y^2, \quad (3.1)$$

čia x – išsiplėtimo vožtuvo pralaidumas, %; y – kompresoriaus greitis, aps./min.; i – sistemos tūrio atvejis (V0, V1, V2 ir V3); x ir y koeficientai pateikti 3.2 lentelėje.

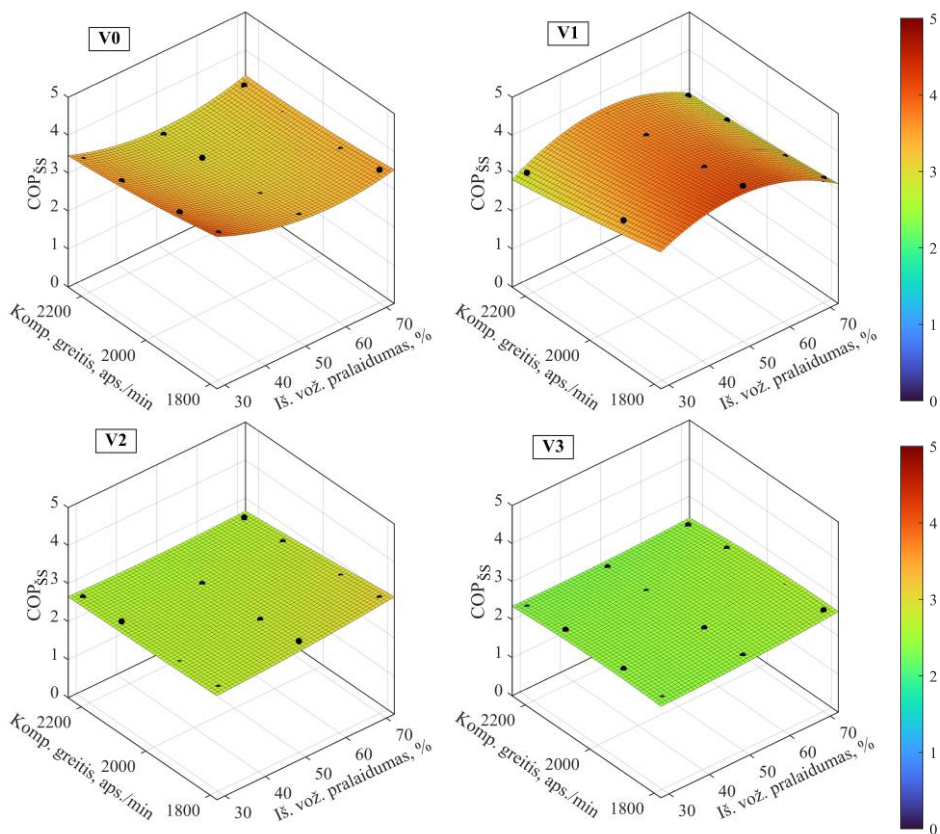
3.2 lentelė. Šilumos siurblio šildymo galios lygties x ir y koeficientai (V0, V1, V2 ir V3)
Table 3.2. Heat pump heating capacity equation x and y coefficients (V0, V1, V2, and V3)

ŠS tūrio atvejis	p_{00}	p_{10}	p_{01}	p_{20}	p_{11}	p_{02}
V0	–5,802	–0,02494	0,009179	0,000261	–2,57E–06	–1,85E–06
V1	–0,4325	0,05895	0,001152	–0,00076	1,68E–05	–1,86E–07
V2	5,254	–0,01601	–0,0044	0,000314	6,30E–06	1,31E–06
V3	1,366	–0,0438	–0,00016	0,000297	2,12E–05	2,57E–08

Iš viso gaunamos 4 funkcijos Q_v , po vieną kiekvienam sistemos tūrio atvejui. Toliau pateikiami *COP* paviršiai, kurie suformuoti tokiu pat principu kaip ir šiluminių galių.

3.19 paveiksle pateikiamas šilumos siurblio *COP* kitimo paviršius, keičiantis kompresoriaus apsisukimų greičiui ir išsiplėtimo vožtuvo prasidavimo laipsniui.

Pateikiami atvejai nuo V0 iki V3, o jų kitimo spalvinis intensyvumas suvienodintas pagal vieną skalę, kuri pateikiama dešinėje pusėje. Iš šių paveikslų matyti, kad didžiausi *COP* pasiekiami V0 ir V1 atvejais, o V2 ir V3 atvejais mažiausi. Pasielkus *MATLAB* kompiuterinę programą, suformuotos polinomų lygtys kiekvienam paviršiui.



3.19 pav. Šilumos siurblio efektyvumo (*COP*) kitimo nuo kompresoriaus sukimosi greičio ir išsiplėtimo vožtuvo padėties priklausomybės

Fig. 3.19. Variation of the *COP* of the heat pump with the speed of the compressor and the position of the expansion valve (V0–V3)

Pagal eksperimentinius šilumos siurblio tyrimuose gautus duomenis, formuojami įrenginio *COP* priklausomybės $COP_{Vi}(x, y)$ paviršiai, atitinkantys antrojo laipsnio polinomo lygtį:

$$COP_{Vi}(x, y) = p_{00} + p_{10} \cdot x + p_{01} \cdot y + p_{20} \cdot x^2 + p_{11} \cdot x \cdot y + p_{02} \cdot y^2, \quad (3.2)$$

čia x – išsiplėtimo vožtuvo pralaidumas, %; y – kompresoriaus greitis, aps./min.; i – sistemos tūrio atvejis (V0, V1, V2 ir V3); x ir y koeficientai pateikti 3.3 lentelėje.

3.3 lentelė. Šilumos siurblio COP lygties x ir y koeficientai (V0, V1, V2 ir V3)
Table 3.3. Heat pump COP equation x and y coefficients (V0, V1, V2, and V3)

ŠS tūrio atvejis	$p00$	$p10$	$p01$	$p20$	$p11$	$p02$
V0	14,2	−0,1249	−0,00695	0,000829	1,74E−05	1,31E−06
V1	8,237	0,09313	−0,00549	−0,00145	2,34E−05	7,87E−07
V2	3,275	0,02891	−0,00081	9,24E−05	−1,70E−05	2,75E−07
V3	−2,861	0,0115	0,005234	8,41E−05	−8,11E−06	−1,27E−06

Iš viso gaunamos 4 funkcijos COP_V , po vieną kiekvienam sistemos tūrio atvejui.

Šiame poskyryje buvo pateikti eksperimentinių duomenų susisteminti rezultatai, kurie bus naudojami kaip įvesties duomenys, atliekant tolesnius skaičiavimus pagal 2.5 poskyryje pateiktą skaičiavimo algoritmą.

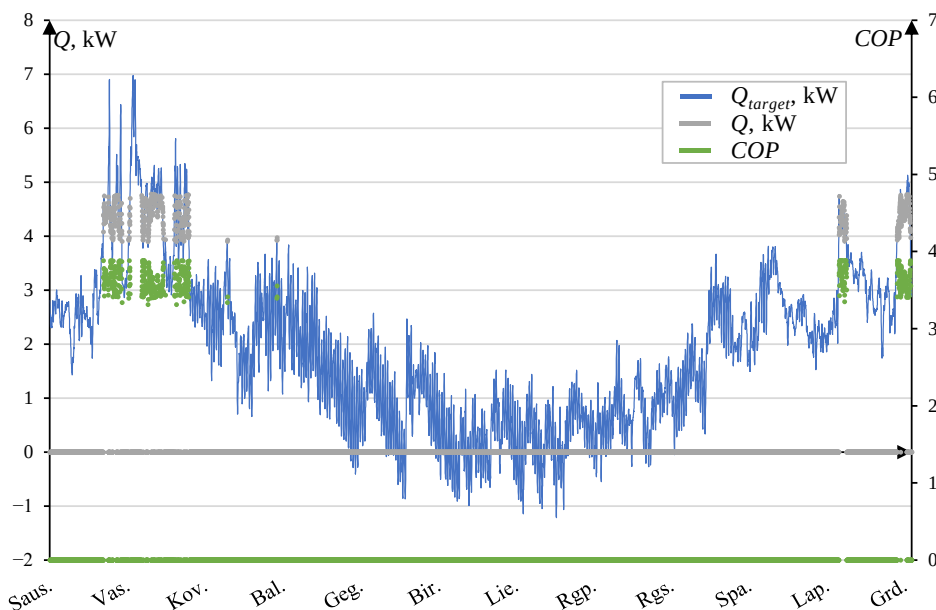
3.3.2. Šilumos siurblio veikimo modeliavimo rezultatai

Šilumos siurblio, integruoto į vėdinimo sistemą, veikimo modeliavimas, valdant jį skirtingomis valdymo priemonėmis, atliekama naudojant *MATLAB* kompiuterinę programą.

Vėdinimo įrenginiuose su šilumos siurbliu nėra taikomas šilumos akumuliacija, todėl šilumos siurblys savo galią turi reguliuoti plačiame diapazone. Visgi šie eksperimentiniai tyrimai buvo atlikti su šilumos siurbliu, kurio reguliavimo galimybės nėra labai plačios, todėl ir teoriniai skaičiavimai atlikti tuose pačiuose valdymo režimuose. Be to, darbe priimama prielaida, kad šilumos siurblys turi užtikrinti visą reikiamą galią, o tai reiškia, kad nėra naudojami šildytuvai, kurie padengtų trūkstamą galią. Pavyzdžiui, vėdinimo sistemos galios poreikis yra 6 kW, šilumos siurblys sugeba sugeneruoti tik 4 kW, o likusi galios dalis (2 kW) kompensuojama kitu šildymo prietaisu (pvz., elektriniu šildytuvu). Šilumos siurblys turi tenkinti visą šildymo galią. Kai tai neįmanoma, jis išjungiamas (vėlesniuose sezoninio efektyvumo skaičiavimuose daroma prielaida, kad visas tiekiamasis oras, kai šilumos siurblys išjungtas, šildomas elektriniu šildytuvu, kurio veiksmingumo koeficientas yra pastovus, $COP = 1,0$).

Šildymo galios reguliavimas atliekamas kintamojo greičio kompresoriumi (nuo 1800 aps./min. iki 2220 aps./min.), išsiplėtimo vožtuvu (pralaidumas keičiasi nuo 30 % iki 70 %) ir šilumos siurblio kontūro tūrio keitimu (V0, V1, V2, V3).

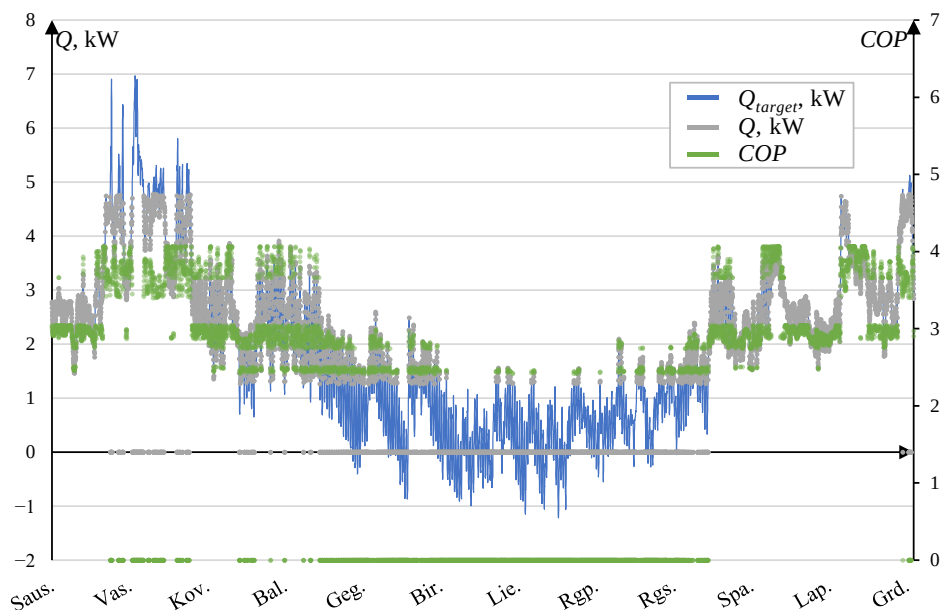
3.20 paveiksle pateiktame grafike mėlyna linija rodo vėdinimo sistemos šilumos galios poreikį. Vietose, kuriose matyti neigiamas šilumos poreikis, lauko oro temperatūra aukštesnė, nei nustatyta vėdinimo sistemos tiekiamo oro temperatūra (20 °C). Pilkos spalvos taškai grafike rodo šilumos siurblio pasiektą šildymo galią atvejais, kai jis sugeba padengti reikalaujamą šildymo galią. Naudojant algoritmą, buvo rastas kompresoriaus apsisukimų greičio ir išsiplėtimo vožtuvo padėties derinys, kai šilumos siurblio šiluminė galia atitinka reikiamą (su tolerancija 0,034 kW). Kai yra keletas tokių valdymo kombinacijų, pasirenkama kombinacija, kuriai esant pasiekiamas didžiausias veiksmingumo koeficientas (COP). Visais kitais atvejais, kai neįmanoma rasti kompresoriaus greičio ir išsiplėtimo vožtuvo padėties kombinacijos, kuriai esant šilumos siurblio šildymo galia tenkintų vėdinimo sistemos šilumos poreikį, šilumos siurblys neveikia, jo galia yra 0 kW. Taip pat grafike (3.20 pav.) matyti žalios spalvos taškai, kurie rodo šilumos siurblio COP. Jeigu šilumos siurblys neveikia (jo šildymo galia 0 kW), tai atitinkamai ir COP yra lygus 0.



3.20 pav. Vėdinimo sistemos šilumos siurblio, reguliuojamo kompresoriumi ir išsiplėtimo vožtuvu, galia ir COP. Lokacija: Vilnius, Lietuva

Fig. 3.20. The heating capacity and COP of a ventilation system heat pump are controlled by a compressor and an expansion valve. Location: Vilnius, Lithuania

3.20 paveiksle parodytas atvejis, kai vėdinimo sistema su šilumos siurbliu dirba Lietuvoje, Vilniuje, o šilumos siurbliui reguliuoti naudojamos tradicinės valdymo priemonės: kintamojo greičio kompresorius ir išsiplėtimo vožtuvas. Kontūro tūrio keitimo prietaisas nenaudojamas, o sistemos tūris yra V0. Šiuo atveju šilumos siurblys sugeba užtikinti reikiamą šildymo galią tik 558 val. per metus. Kitais laikotarpiais šilumos siurblio galia per didelė arba per maža. Taip nutinka, nes realiai testuoto šilumos siurblio kompresoriaus apsisukimų greičio reguliavimo diapazonas pakankamai siauras. 3.21 paveiksle parodytas atvejis, kai papildomai įvedamas šilumos siurblio kontūro tūrio reguliavimas. Dėl to atsiranda galimybė varijuoti kontūro tūrį nuo V0 iki V3.



3.21 pav. Vėdinimo sistemos šilumos siurblio, reguliuojamo kompresoriumi, išsiplėtimo vožtuvu ir kontūro tūrio keitimu (V0–V3), galia ir COP. Lokacija: Vilnius, Lietuva

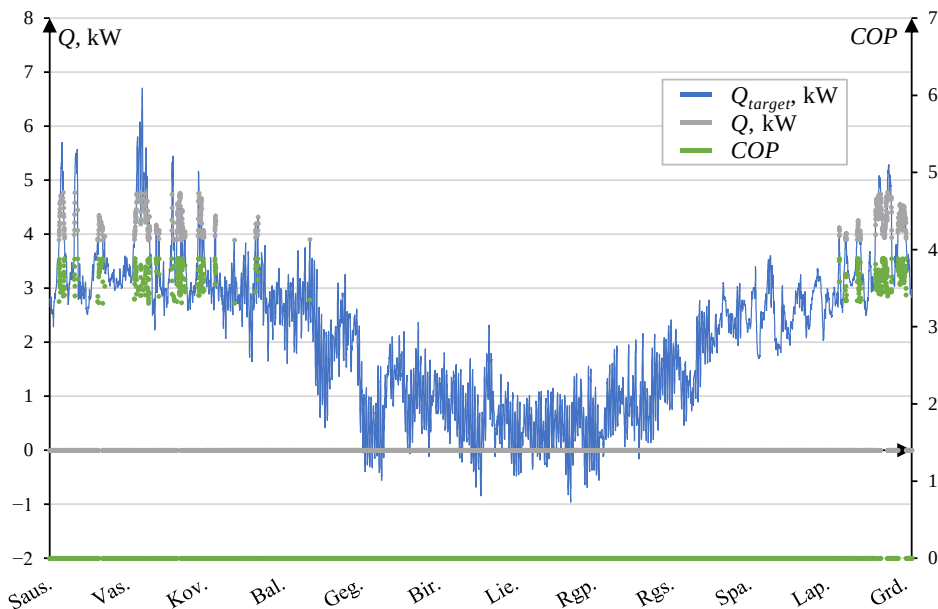
Fig. 3.21. The heating capacity and COP of a ventilation system heat pump are controlled by a compressor, an expansion valve and loop volume change (V0–V3).

Location: Vilnius, Lithuania

Šiame variante, kai naudojamos 3 valdymo priemonės (kompresorius, išsiplėtimo vožtuvas, kontūro tūrio keitimas), matyti, kad šilumos siurblio veikimo laikas pastebimai padidėjo. Jis sugeba užtikrinti didžiąją dalį šaltojo sezono šilumos poreikių, šildymo galia nėra užtikrinama tik esant pikinėms apkrovoms. Reguliuojant šilumos siurblių tokiu būdu, pavyko pasiekti 5286 val. veikimą per metus.

Tai rodo, kad tūrio keitimas gali gerokai prailginti veikimo laiką, jeigu to nepavyksta atlikti naudojant tik kompresorių ir išsiplėtimo vožtuvą.

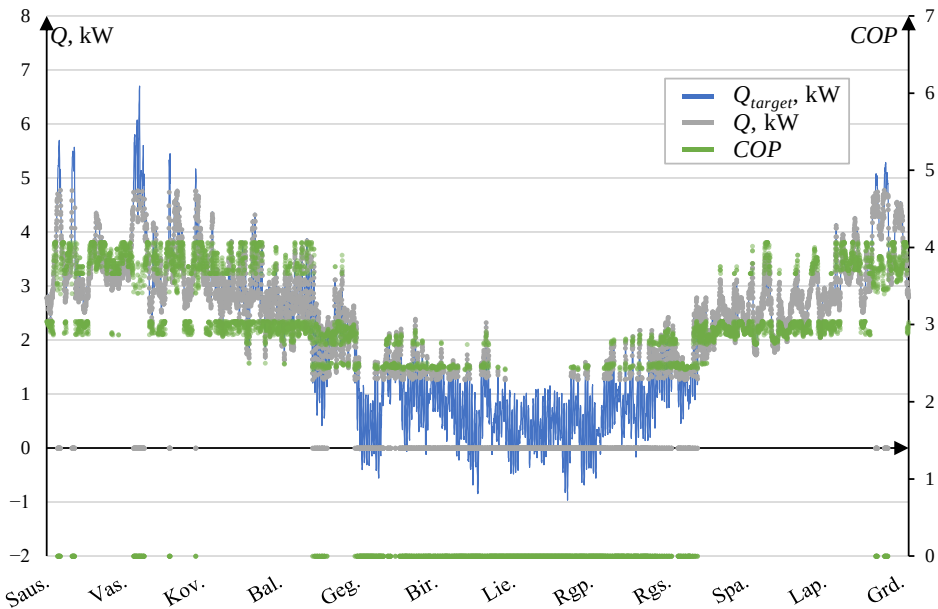
Kitame etape nagrinėjamas šios vėdinimo sistemos su šilumos siurbliu veikimas Suomijoje, Helsinkio mieste. 3.22 paveiksle pateiktas atvejis, kai šilumos siurblys, reguliuojamas tik kompresoriumi ir išsiplėtimo vožtuvu, veikia Helsinkyje.



3.22 pav. Vėdinimo sistemos šilumos siurblio, reguliuojamo kompresoriumi ir išsiplėtimo vožtuvu, galia ir COP. Lokacija: Helsinkis, Suomija

Fig. 3.22. The heating capacity and COP of a ventilation system heat pump are controlled by a compressor and an expansion valve. Location: Helsinki, Finland

Situacija panaši į analogišką Vilniaus atvejį, įrenginys nesugeba didžiąją metų dalį užtikrinti šiluminės galios poreikį. Jo veikimo laikas tik 538 val. per metus, daugiausia žiemos laikotarpiu. Suomijoje šilumos siurblys veikia 3,6 % trumpiau nei Vilniuje. Situacija kardinaliai pasikeičia tuo atveju, kai yra įvedamas trečiasis valdymo laipsnis – šilumos siurblio kontūro tūrio reguliavimas, šio atvejo rezultatai pateikti 3.23 paveiksle.



3.23 pav. Vėdinimo sistemos šilumos siurblio, reguliuojamo kompresoriumi, išsiplėtimo vožtuvu ir kontūro tūrio keitimu (V0–V3), galia ir *COP*.

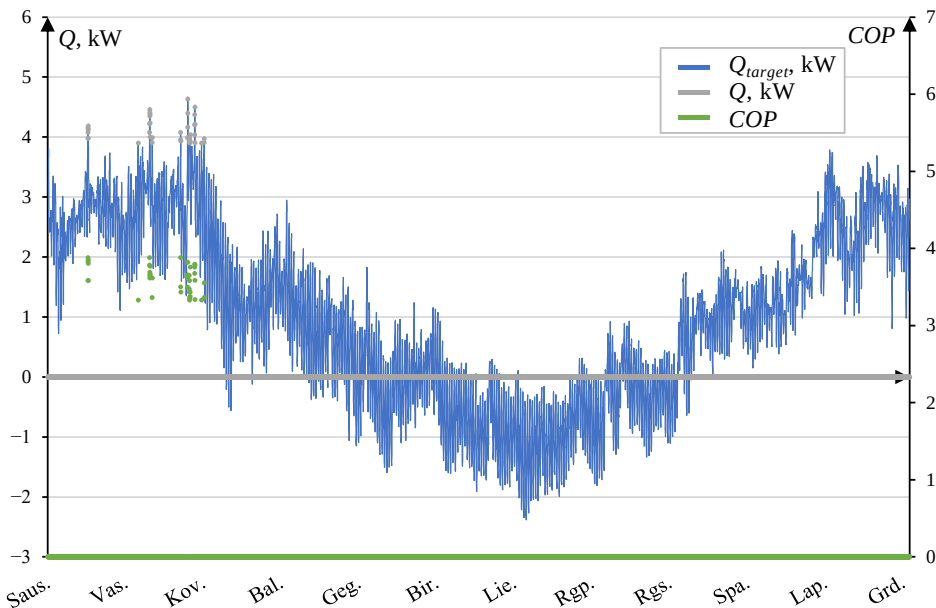
Lokacija: Helsinkis, Suomija

Fig. 3.23. The heating capacity and *COP* of a ventilation system heat pump are controlled by a compressor, an expansion valve and loop volume change (V0–V3).

Location: Helsinki, Finland

Šilumos siurblys veikia beveik visą šaltąjį metų laikotarpį be sustojimų, tik retkarčiais nesugeba užtikrinti reikiamos šildymo galios piko valandomis. Šiltuoju periodu, kai šildymo galios poreikis nėra didelis, šilumos siurblys daug rečiau gali atitaikyti reikalaujamą šildymo galią. Tačiau, palyginti su atveju, kai šilumos siurblio kontūro tūrio reguliavimas nėra naudojamas, šiame variante matomas veikimo valandų prieaugis. Iš viso šilumos siurblys veikė 5858 val. iš 8760 val. per metus. Suomijoje šilumos siurblys su papildomu valdymo laipsniu veikė tik 1,1 % ilgiau negu Vilniuje. Todėl galima teigti, kad įrenginys panašiai elgėsi kaip ir Vilniaus klimatinėmis sąlygomis, nors Helsinkis yra nutolęs į šiaurę per 600 km.

Toliau 3.24 paveiksle pateiktas vėdinimo sistemos su šilumos siurbliu veikimo atvejis, nenaudojant kontūro tūrio reguliavimo Italijoje, Milane.

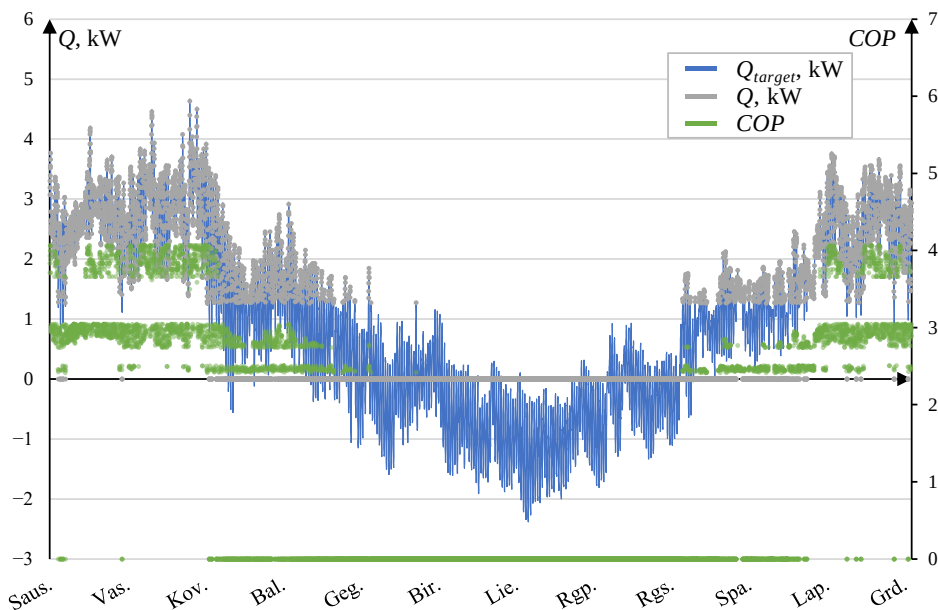


3.24 pav. Vėdinimo sistemos šilumos siurblio, reguliuojamo kompresoriumi ir išsiplėtimo vožtuvu, galia ir COP. Lokacija: Milan, Italija

Fig. 3.24. The heating capacity and COP of a ventilation system heat pump are controlled by a compressor and an expansion valve. Location: Milan, Italy

Milano regiono klimatas yra pastebimai šiltesnis nei anksčiau nagrinėtų lokacijų. Todėl pakankamai didelės galios šilumos siurbliui sunku prisitaikyti prie reikalaujamos šildymo galios šiame regione, ji yra per maža. Šiuo atveju šilumos siurblio veikimo laikas – 44 val. per metus. Galima pastebėti, kad veikimo laikas daugiau kaip dešimt kartų trumpėjo, palyginti su Vilniumi ar Helsinkiu. Šis skirtumas gali būti aiškinamas tuo, kad šilumos siurblyje įdiegtas kompresorius yra galingesnis, nei reikia dėl švelnesnio klimato. Tačiau, panaudojus šilumos siurblio kontūro tūrio reguliavimą, sistemos veikimo laikas pailgėjo. Šio varianto rezultatai pateikti 3.25 paveiksle.

Valdant vėdinimo sistemos šilumos siurblių kompresoriumi, išsiplėtimo vožtuvu ir kontūrų tūriu, pavyko praplėsti jo šildymo galios diapazoną. Šilumos siurblys patenkina didžiąją dalį šaltojo metų laikotarpio šilumos poreikį. Pereinamaisiais laikotarpiais įrenginio veikimo laikas mažėja. Dėl karštos vasaros oro šildymo poreikio beveik nėra, todėl šilumos siurblys neveikia. Reguluojant šilumos siurblių, šiomis valdymo priemonėmis pavyko pasiekti 3848 val. veikimą per metus Milane. Tai yra prailgintas veikimo laikas daugiau kaip 80 kartų. Galima pastebėti, kad įrenginys veikia 27 % trumpiau nei Vilniuje.



3.25 pav. Vėdinimo sistemos šilumos siurblio, reguliuojamo kompresoriumi, išsiplėtimo vožtuvu ir kontūro tūrio keitimu (V0–V3), galia ir COP. Lokacija: Milanai, Italija

Fig. 3.25. The heating capacity and COP of a ventilation system heat pump are controlled by a compressor, an expansion valve and loop volume change (V0–V3).

Location: Milan, Italy

Kaip matyti iš paveikslų, tos pačios galios šilumos siurblys skirtinguose regionuose gali būti naudojamas tokiu atveju, kai įvedamas trečiasis valdymo laipsnis, bet jo veikimo laikas ilgėja vėsesniame klimate.

Toliau esančiose 3.4 ir 3.5 lentelėse pateikti apibendrinti visų nagrinėjamų atvejų veikimo valandų ir sezoninio veiksmingumo koeficiento rodikliai.

3.4 lentelėje pateiktos šilumos siurblio, integruoto į vėdinimo sistemą, veikimo valandos skirtinguose regionuose. Taip pat lentelėje pateikti skaičiai valandų, per kurias šilumos siurblys turėtų veikti (galimos arba reikalaujamos veikimo valandos), t. y. kai lauko oro temperatūra yra žemesnė nei 20 °C. Be to, veikimo valandos yra suskirstytos į šaltojo (nuo spalio mėn. iki kovo, 4368 val.) ir šiltojo (nuo balandžio mėn. iki rugsėjo, 4392 val.) sezono dalis.

Galimų veikimo valandų skaičius priklauso nuo regiono. Šaltojo laikotarpio reikalaujamų valandų skaičius visuose miestuose praktiškai vienodas, tik Milane jis 20 val. trumpesnis. Tačiau šiltojo laikotarpio valandų kiekiai gerokai skiriasi. Dėl sąlygiškai šaltos vasaros Helsinkio regione vėdinimo sistema turi šildyti tiekią orą didžiąją laiko dalį – 4004 val.

3.4 lentelė. Šilumos siurblio veikimo valandos
Table 3.4. Heat pump operating hours

Atvejis	Galimos veikimo val. per metus	Veikimo val. per metus	Dalis nuo galimų valandų	Galimos veikimo val. šalt. sezonu (spalis–kovas)	Veikimo val. šalt. sezonu (spalis–kovas)	Dalis nuo galimų šalt. sezonu	Galimos veikimo val. šilt. sezonu (balandis–rugsėjis)	Veikimo val. šilt. sezonu (balandis–rugsėjis)	Dalis nuo galimų valandų šilt. sezonu
Vilnius, V0	8071	558	6,91 %	4368	555	12,71 %	3703	3	0,08 %
Vilnius, V0-V3		5286	65,49 %		3948	90,38 %		1338	36,13 %
Helsinki, V0	8372	538	6,43 %	4368	537	12,29 %	4004	1	0,02 %
Helsinki, V0-V3		5858	69,97 %		4140	94,78 %		1718	42,91 %
Milanas, V0	6153	44	0,72 %	4346	44	1,01 %	1807	0	0,00 %
Milanas, V0-V3		3848	62,54 %		3457	79,54 %		391	21,64 %

Vilniuje situacija yra panaši, reikia šildyti tiekiamą orą iki 20 °C 3703 val. per šiltąjį laikotarpį. Milano miesto klimatas pastebimai šiltesnis, jame šilumos siurblys turėtų veikti tik 1807 val. per šiltąjį laikotarpį.

Šilumos siurblys, valdomas tik kompresoriumi ir išsiplėtimo vožtuvu, rodo mažą veikimo laiką visuose regionuose. Šio valdymo varianto geriausias rezultatas yra Vilniuje – 558 val. per metus, arba 6,91 % nuo reikalaujamo valandų skaičiaus. Helsinkyje ir Milane šilumos siurblys sugeba užtikrinti reikalaujamą šildymo galią atitinkamai tik 538 val. per metus (6,43 %) ir 44 val. per metus (0,72 %).

Situacija kardinaliai pasikeičia, kai įvedamas papildomas trečiasis valdymo komponentas – šilumos siurblio kontūro tūrio keitimas. Veikimo valandų skaičius per metus Vilniuje padidėjo iki 5286 val. per metus, Helsinkyje iki 5858 val., Milane iki 3848 val. per metus. Santykinis atidirbtų valandų rodiklis iš galimų įmanomų padidėjo iki 65,49 % Vilniuje, 69,97 % Helsinkyje ir 62,54 % Milane. Šaltuoju sezono laikotarpiu, naudojant kontūro tūrio keitimą, šilumos siurblys sugeba atitaikyti didžiąją dalį šildymo galios poreikių visuose regionuose. Reikšmingai padidėjo ir šiltojo sezono veikimo rodikliai iki 36,13 % Vilniuje, 42,91 % Helsinkyje ir 21,64 % Milane. Trečiojo valdymo laipsnio įvedimas leido gerokai praplatinti vėdinimo sistemoje veikiančio šilumos siurblio šildymo galios reguliavimo diapazoną, dėl ko padidėjo jo veikimo laikas. Tai rodo šios reguliavimo priemonės naudą, praplečiant ribotos šildymo galios šilumos siurblio pritaikymo galimybes dėl jo galios reguliavimo diapazono didinimo.

3.5 lentelėje pateikti šilumos siurblio efektyvumo rodikliai. Šių tyrimų ribose daroma prielaida, kad vėdinimo sistemoje šilumos siurblys yra prioritetinis šilumos šaltinis. Jeigu jis nesugeba tiksliai užtikrinti reikalaujamos šildymo galios, tuomet imama prielaida, kad oras yra šildomas elektrinių šildytuvu, turinčiu pastovų veiksmingumo koeficientą $COP = 1,0$.

3.5 lentelė. Šilumos siurblio sezoninis naudingumo koeficientas

Table 3.5. Seasonal coefficient of performance of the heat pump

Atvejis	SCOP šalt. sezonu (spalis–kovas) su el. šildytuvu (COP 1,0)	SCOP šilt. sezonu (balandis–rugsėjis) su el. šildytuvu (COP 1,0)	SCOP per metus su el. šildytuvu (COP 1,0)
Vilnius, V0	1,34	1,00	1,18
Vilnius, V0–V3	3,03	1,64	2,39
Helsinkis, V0	1,33	1,00	1,17
Helsinkis, V0–V3	3,27	1,78	2,56
Milanas, V0	1,03	1,00	1,02
Milanas, V0–V3	2,65	1,35	2,27

3.5 lentelėje pateikti sezoninio efektyvumo (*SCOP*) rodikliai apima šilumos siurblio ir elektrinio šildytuvo veikimą. Šiame darbe *SCOP* apskaičiuojamas kaip šių šildymo įrenginių šiltojo ar šaltojo sezono arba metų valandinių *COP* rodiklių vidurkis.

Iš 3.5 lentelėje pateiktų rezultatų matyti, kad šio šilumos siurblio naudojimas, valdant jį tik kompresoriumi ir išsiplėtimo vožtuvu, truputį gerina sezoninio efektyvumo rodiklius, palyginti su atveju, jeigu būtų naudojamas tik vienas elektrinis šildytuvus ($COP = 1,0$). Tačiau, reguliuojant šilumos siurblių trimis valdymo priemonėmis (kompresorius, išplėtimo vožtuvas, kontūro tūrio keitimas), efektyvumas pastebimai didėja. Ypač tai pasireiškia šaltojo sezono metu: Vilniuje *SCOP* pasiekė 3,03, Helsinkyje – 3,27, o Milane – 2,65. Metinis sezoninis efektyvumas padidėjo, palyginti su dviejų valdymo priemonių atvejais: Vilniuje metinis *SCOP* padidėjo 2,27 karto, Helsinkyje – 2,47 karto, o Milane – 2,58 karto. Kontūro tūrio reguliavimo panaudojimas ne tik praplėtė šilumos siurblio šildymo galios diapazono, bet ir pagerino sezoninio efektyvumo rodiklius visuose agrinėjamuose regionuose.

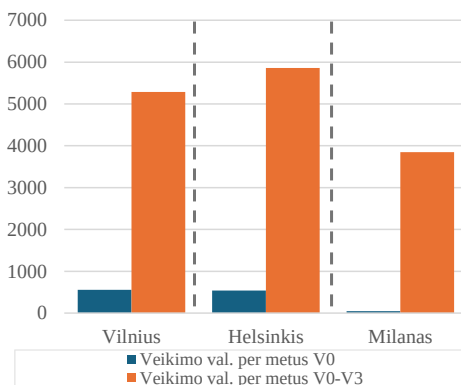
Pagerintas vėdinimo šilumos siurblio veikimo efektyvumas, pasiektas taikant kintamo tūrio valdymo metodą, turi ekonominės naudos potencialą. Šis metodas leidžia prailginti įrenginio veikimo laiką ir sumažinti pagalbinių šilumos šaltinių naudojimo poreikį. Taip šis metodas gali prisidėti prie mažesnių ilgalaikių eksploataavimo ir bendrųjų energijos sąnaudų. Tačiau išsamus ekonominis įvertinimas nepatenka į šio tyrimo apimtį, nes pagrindinis tikslas yra nustatyti technologines galimybes ir efektyvumo padidėjimą, pasiekiamą taikant kintamo tūrio valdymą šilumos siurblio kontūre skirtingomis klimato sąlygomis.

Eksperimentinio tyrimo rezultatai rodo, kad daugiapakopio tūrio praplėtimo įrenginio (DPTPI) įtraukimas į šilumos siurblio kontūrą pastebimai padidina *SCOP*. Be to, šis tyrimas patvirtina kitų tyrėjų išvadas, pabrėžiant šaldymo kontūrų poveikį *SCOP*, kuris yra labai svarbus optimizuojant šilumos siurblio veikimą. Ishaque et al. (2020) nustatė, kad šilumos siurblio kontūro konstrukcija ir išdėstymas gali turėti didelę įtaką *SCOP*, veikiant šaldymo agento ir oro srautų pasiskirstymą šilumokaičiuose. Jų tyrimas parodė, kad kontūro konstrukcija su daugiau įvadų viršutinėje šilumokaičio dalyje pagerino *SCOP* 9,97 % stačiakampės geometrijos, 2,27 % cilindrinės ir 7,53 % trapecijos geometrijos, palyginti su konstrukcija, turinčia daugiau įvadų apatinėje dalyje. Šie rodiklių padidėjimai siejami su tolygesniu oro ir šaldymo agento pasiskirstymu, kuris didina šilumos perdavimo efektyvumą. Be to, šaldymo agento įkrova ir jos paskirstymas sistemoje taip pat turi įtakos *SCOP*. Svarbu užtikrinti minimalų sistemos užpildymo lygį, kuris leistų visiškai kondensuotis šaldymo agentui ir tinkamai palaikyti srautą per išsiplėtimo vožtuvą, siekiant išlaikyti sistemos našumą (Ortega et al., 2024). Be to, labai svarbu optimizuoti oro greitį ir šaldymo agento srautą, nes dėl nukrypimų nuo optimalių sąlygų gali labai sumažėti *SCOP*, ypač esant mažos šildymo apkrovos sąlygoms, kai ventiliatoriaus energijos suvartojimas sudaro didesnę visos

suvartojamos energijos dalį (Park et al., 2021). Šios išvados pabrėžia pažangių šaldymo agento kontūrų konstrukcijų, modifikacijų ir optimalaus šaldymo agento įkrovos valdymo svarbą, gerinant *SCOP*. Tai rodo racionalaus projektavimo ir tinkamų eksploatacinių strategijų poreikį, siekiant užtikrinti didesnę energijos vartojimo efektyvumą šilumos siurblių sistemose.

Tyrimai parodė, kad, keičiant šilumos siurblio kontūro tūrį, galima pakeisti jo šildymo galią. Remiantis eksperimentinių bandymų metu gautais stebėjimais, buvo suformuotos šiluminės galios ir efektyvumo priklausomybės nuo kompresoriaus greičio, išsiplėtimo vožtuvo padėties ir šilumos siurblio kontūro tūrio. Remiantis šiomis priklausomybėmis, *MATLAB* aplinkoje buvo sukurtas šilumos siurblio valdymo algoritmas, kurį pritaikius, šilumos siurblio vėdinimo sistemoje atliktas veikimo modeliavimas trijuose skirtingo klimato Europos miestuose (Vilniuje, Helsinkyje ir Milane). Pagrindinės tyrimo išvados yra šios:

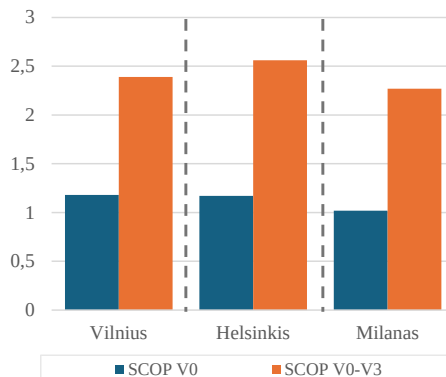
- *Klimato sąlygų įtaka*. Klimato sąlygos turi reikšmingą poveikį šilumos siurblio darbui. Šaltesnio klimato regionuose (Vilniuje ir Helsinkyje) šilumos siurblys veikia ilgiau ir efektyviau nei šiltesnio klimato regionuose (Milane), ypač šaltuoju metų laiku, kai šilumos poreikis yra didesnis.
- *Kontūro tūrio reguliavimo poveikis*. Papildomas valdymas, atliekamas reguliuojant kontūro tūrį, gerokai padidino šilumos siurblio veikimo laiką visose nagrinėjamose vietose, palyginti su standartiniu valdymu (tik kompresoriaus ir išsiplėtimo vožtuvo). Šis pakeitimas leido šilumos siurbliui veikti ilgiau nepertraukiamai, taip padidinant bendrąjį jo efektyvumą.
- *Metinių santykinųjų šildymo valandų padidėjimas*. Metinių santykinųjų šildymo valandų (palyginti su standartiniu valdymu) skaičius padidėjo nuo 6,91 % iki 65,49 % Vilniuje, nuo 6,43 % iki 69,97 % Helsinkyje ir nuo 0,72 % iki 62,54 % Milane (3.26 pav.).



3.26 pav. Šilumos siurblio veikimo valandos skirtinguose modeliavimo regionuose

Fig. 3.26. Heat pump operating hours in different simulation regions

- *Sezoninio naudingumo koeficiento (SCOP) pagerėjimas.* Metinis šilumos siurblio sezoninio naudingumo koeficientas (SCOP) daugiau nei padvigubėjo visose trijose tirtose vietose, kai buvo naudojama trijų valdymo priemonių kombinacija (kompresorius, išsiplėtimo vožtuvas ir kontūro tūrio keitimas). Tiksliau, SCOP padidėjo nuo 1,18 iki 2,39 Vilniuje, nuo 1,17 iki 2,56 Helsinkyje ir nuo 1,02 iki 2,27 Milane (3.27 pav.).



3.27 pav. Šilumos siurblio sezoninis veiksmingumo koeficientas skirtinguose modeliavimo regionuose

Fig. 3.27. Seasonal performance coefficient of the heat pump in different simulation regions

Šis tyrimas pabrėžia tiek privalumus, tiek apribojimus, susijusius su šilumos siurblio kontūro tūrio reguliavimu. Pagrindiniai privalumai apima didesnę energijos vartojimo efektyvumą, ilgesnį veikimo laiką, mažesnę pagalbinių šildymo šaltinių poreikį ir sumažintą anglies dvideginio emisiją, o tai skatina tvarią ir mažai anglies dioksido išmetančią pastatų aplinką. Tačiau pagrindinis apribojimas yra susijęs su tuo, kad šiuo metu komerciniuose įrenginiuose nėra plačiai prieinamų įrankių, leidžiančių nuolat reguliuoti šilumos siurblio tūrį, ir tai apsunkina praktinį šio valdymo metodo įgyvendinimą.

3.4. Trečiojo skyriaus išvados

1. Atlikta parametrinė termodinaminė analizė parodė, kad šilumos siurblio efektyvumo rodikliai glaudžiai priklauso nuo kondensacijos ir garavimo temperatūrų bei jų skirtumų. Rezultatai rodo, kad, tinkamai reguliuojant šilumos siurblio parametrus, galima pasiekti aukšto efektyvumo skirtingomis aplinkos sąlygomis.

2. Atlikus kintamo kontūro tūrio šilumos siurblio veikimo parametrų palyginamąją analizę, nustatyta, kad eksperimentinio įrenginio pagrindinių charakteristikų tendencijos yra panašios į pastovaus sistemos tūrio šilumos siurblių charakteristikas. Tai patvirtina eksperimentinių rezultatų patikimumą ir leidžia pagrįstai vertinti nagrinėtos valdymo priemonės įtaką veikimo efektyvumui.

3. Eksperimentiniai tyrimai atskleidė, kad šilumos siurblio kontūro tūrio keitimas suteikia papildomų valdymo galimybių, leidžiančių išplėsti šildymo galios diapazoną. Tūrio padidinimas leido šilumos siurbliui veikti mažesne šildymo galia, užtikrinant stabilų veikimą platesniame lauko oro temperatūrų diapazone. Analizuojant veikimo ciklus $p-h$ diagramose, pastebėta, kad šilumos siurblio kontūro tūrio didinimas turėjo reikšmingą poveikį šilumos siurblio veikimo ciklui. Tūrio didinimas praktiškai tolygiai „nuleidžia“ ciklą diagramoje, sumažindamas kondensacijos ir garavimo izotermų temperatūras.

4. Eksperimentiniai tyrimai parodė, kad kintamo tūrio valdymas jautriausiai veikia šildymo galios parametrus, palyginti su kitomis reguliavimo priemonėmis. Tai atveria naujų galimybių inovatyviems valdymo metodams kurti, integruojant kintamo kontūro technologiją šilumos siurblių sistemose.

5. Atlikus šilumos siurblio vėdinimo sistemoje sezoninio veikimo tyrimą skirtingo klimato regionuose (Vilniuje, Helsinkyje ir Milane), nustatyta, kad papildomas kontūro tūrio reguliavimas leido reikšmingai pratęsti šilumos siurblio veikimo laiką visose nagrinėtose vietose, palyginti su standartiniu valdymu (naudojant tik kompresorių ir išsiplėtimo vožtuvą). Ši priemonė užtikrino nepertraukiamą šilumos siurblio darbą ilgesnį laikotarpį, taip padidindama bendrąjį sistemos efektyvumą. Tyrimų metu šilumos siurblio metinių santykinų šildymo valandų skaičius, palyginti su standartiniu valdymu, padidėjo: Vilniuje – nuo 6,91 % iki 65,49 %; Helsinkyje – nuo 6,43 % iki 69,97 %; Milane – nuo 0,72 % iki 62,54 %. Sezoninio naudingumo koeficientas ($SCOP$) daugiau nei padvigubėjo visose nagrinėtose vietose: Vilniuje – nuo 1,18 iki 2,39; Helsinkyje – nuo 1,17 iki 2,56; Milane – nuo 1,02 iki 2,27.

Bendrosios išvados

1. Remiantis mokslinių tyrimų analize, parengta šilumos siurblio, integruoto į mechaninę vėdinimo sistemą, tyrimų metodika, kuri, atliekant analitinius ir eksperimentinius tyrimus, skaitinį modeliavimą ir rezultatų palyginamąją analizę, leidžia kompleksiskai analizuoti ir įvertinti kompresoriaus, išsiplėtimo vožtuvo ir kintamo kontūro tūrio įtaką šilumos siurblio termodinaminio veikimo ciklo parametrams.
2. Atlikus parametrinę analizę, naudojant oro paruošimo įrenginio su integruotu šilumos siurbliu analitinį termodinaminį modelį, nustatyta, kad, siekiant maksimaliai efektyvaus veikimo, didėjant lauko oro temperatūrai, šilumos siurblio kondensacijos temperatūra turi mažėti, o garavimo temperatūra – kilti, taip sumažinant skirtumą tarp aukšto ir žemo slėgio zonų ir kompresoriaus energijos sąnaudas. Šių tendencijų nuokrypis priklauso nuo konkrečios vėdinimo sistemos poreikių ir šilumos siurblio šilumokaičių savitųjų šilumos srautų. Aukštam efektyvumui palaikyti būtina dinamiškai reguliuoti šilumos siurblio veikimo ciklo parametrus, atsižvelgiant į kintančias aplinkos sąlygas.
3. Eksperimentiniu būdu įvertinta šilumos siurblio valdymo priemonių įtaka jo veikimo parametrams:
 - 3.1. Šilumos siurblio ciklą analizė p - h diagramose parodė, kad kondensatoriaus veikimo režimas jautresnis kompresoriaus valdymo parametų pokyčiams nei išsiplėtimo vožtuvo. Didinant kompresoriaus greitį nuo 1800 iki

2220 aps./min., kondensacijos temperatūra vidutiniškai didėjo 4,81 °C, garavimo mažėjo 0,97 °C, o išsiplėtimo vožtuvo pralaidumo mažinimas nuo 70 % iki 30 % labiau veikė garavimo temperatūrą, ji vidutiniškai mažėjo 6,21 °C, o kondensacijos temperatūra didėjo 2,91 °C. Padidinus šilumos siurblio kontūro tūrį 17 %, kondensacijos temperatūra vidutiniškai mažėjo 3,46 °C, garavimo – 4,79 °C, kas leido praktiškai tolygiai „nuleisti“ ciklą $p-h$ diagramoje.

3.2. Panaudojus eksperimentinę valdymo priemonę – kontūro tūrio keitimą, buvo išplėstas šildymo galios reguliavimo diapazonas. Palyginti su baziniu atveju, įvedus šią priemonę, šilumos siurblio reguliuojamas galios intervalas padidėjo 3,84 karto – nuo 3,89–4,82 kW iki 1,25–4,82 kW.

3.3. Nustatyta, kad, didėjant kontūro tūriui, šilumos siurblio efektyvumas (COP) mažėjo: V1 atveju vidutinis COP sumažėjo 5,14 %, V2 – 18,03 %, o V3 – 26,53 %, palyginti su baziniu atveju V0. Tačiau, net ir esant mažesniai efektyvumui, šilumos siurblio naudingumo koeficientas išlieka aukštesnis nei tradicinių elektrinių šildymo įrenginių.

4. Atlikus šilumos siurblio, veikiančio vėdinimo sistemoje, sezoninio veikimo tyrimus skirtinguose klimato regionuose (Vilniuje, Helsinkyje ir Milane), nustatyta, kad papildomas kontūro tūrio reguliavimas reikšmingai prailgino šilumos siurblio veikimo trukmę visose nagrinėtose vietovėse, palyginti su standartiniu valdymu (naudojant tik kompresorių ir išsiplėtimo vožtuvą). Tyrimų rezultatai parodė, kad šilumos siurblio metinis santykinis šildymo valandų skaičius, palyginti su standartiniu valdymu, padidėjo: Vilniuje – nuo 6,91 % iki 65,49 %; Helsinkyje – nuo 6,43 % iki 69,97 %; Milane – nuo 0,72 % iki 62,54 %. Be to, sezoninio naudingumo koeficientas ($SCOP$) atitinkamai didėjo nuo 1,18 iki 2,39; nuo 1,17 iki 2,56; nuo 1,02 iki 2,27.

Literatūra ir šaltiniai

- Al-Obaidi, A. S. m., Naif, A., & Al-Harthi, T. K. (2020). Optimization of the Performance of Vapour Compression Cycle using Liquid Suction Line Heat Exchanger. *Journal of Thermal Engineering*, 6(2), 201–210. <https://doi.org/10.18186/THERMAL.730765>
- Andrew Putrayudha, S., Kang, E. C., Evgueniy, E., Libing, Y., & Lee, E. J. (2015). A study of photovoltaic/thermal (PVT)-ground source heat pump hybrid system by using fuzzy logic control. *Applied Thermal Engineering*, 89, 578–586. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.019>
- Aprea, C., Mastrullo, R., & Renno, C. (2006). Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed. *Applied Thermal Engineering*, 26(10), 983–992. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.10.023>
- Bagarella, G., Lazzarin, R., & Noro, m. (2016). Sizing strategy of on-off and modulating heat pump systems based on annual energy analysis. *International Journal of Refrigeration*, 65, 183–193. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.02.015>
- Bareika, P. (2013). Vėdinimo įrenginių su integruotais šilumos siurbliais projektavimas, tyrimas ir analizė. Vilniaus Gedimino technikos universitetas.
- Berntsson, T. (2002). Heat sources – Technology, economy and environment. *International Journal of Refrigeration*, 25(4), 428–438. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00034-2](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00034-2)
- Boumaraf, L., Haberschill, P., & Lallemand, A. (2014). Investigation of a novel ejector expansion refrigeration system using the working fluid R134a and its potential substitute R1234yf. *Energy Economics*, 45, 148–159. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.05.021>

- Cao, X., Liang, X., Shao, L., & Zhang, C. (2022). Performance analysis of an ejector-assisted two-stage evaporation single-stage vapor-compression cycle. *Applied Thermal Engineering*, 205(January), 118005. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.118005>
- Cao, X., Yang, C., Sun, Z., Lu, Y. m., Chang, m. m., Shao, L. L., & Zhang, C. L. (2020). A novel packaged outdoor air dehumidifier with exhaust air heat pump – Experiment and simulation. *Applied Thermal Engineering*, 181(February), 115986. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115986>
- Carrer, P., Wargocki, P., Fanetti, A., Bischof, W., De Oliveira Fernandes, E., Hartmann, T., Kephapopoulos, S., Palkonen, S., & Seppänen, O. (2015). What does the scientific literature tell us about the ventilation-health relationship in public and residential buildings? *Building and Environment*, 94(P1), 273–286. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.08.011>
- Chen, A., Liu, H., Ran, C., & Wang, C. (2015). *Economic analysis on application of exhaust air heat recovery in existing public buildings in the severe cold regions*. Ifeesm, 1635–1638. <https://doi.org/10.2991/ifeesm-15.2015.301>
- Chen, Y., Xu, P., Gu, J., Schmidt, F., & Li, W. (2018). Measures to improve energy demand flexibility in buildings for demand response (DR): A review. *Energy and Buildings*, 177, 125–139. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.08.003>
- Cho, H., Chung, J. T., & Kim, Y. (2003). Influence of liquid refrigerant injection on the performance of an inverter-driven scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 26(1), 87–94. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(02\)00017-8](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(02)00017-8)
- Clements-Croome, D. J., Awbi, H. B., Bakó-Biró, Z., Kochhar, N., & Williams, m. (2008). Ventilation rates in schools. *Building and Environment*, 43(3), 362–367. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.03.018>
- Dodoo, A., Gustavsson, L., & Sathre, R. (2011). Primary energy implications of ventilation heat recovery in residential buildings. *Energy and Buildings*, 43(7), 1566–1572. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.02.019>
- Dongellini, m., Abbenante, m., & Morini, G. L. (2017). A strategy for the optimal control logic of heat pump systems: impact on the energy consumptions of a residential building. *12th IEA Heat Pump Conference 2017*.
- EU. (2024). Regulation (EU) 2024/573 of the European Parliament and of the Council of 7 February 2024 on fluorinated greenhouse gases, amending Directive (EU) 2019/1937 and repealing Regulation (EU) No 517/2014. *Official Journal of the European Union*, L(573), 1–67. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX:32024R0573>
- European Comission. (2014). Comission Regulation (EU) No 1253/2014 – implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for ventilation units. *Official Journal of the European Union*, 1253, 1–18.

European Commission. (2016). An EU strategy on heating and cooling 2016. *Journal of Chemical Information and Modeling*, 53(9), 1689–1699. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>

European Commission, Joint Research Centre (JRC). (n. d.). *Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS)*. Prieinama internete: https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/ (žiūrėta 2024-07-31)

European Committee for Standardization. (2019). *EN 16798-1 Energy performance of buildings — Ventilation of buildings — Part 1: Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics*.

Farshi, L. G., & Khalili, S. (2019). Thermoeconomic analysis of a new ejector boosted hybrid heat pump (EBHP) and comparison with three conventional types of heat pumps. *Energy*, 170, 619–635. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.155>

Fehrm, m., Reiners, W., & Ungemach, m. (2002). Exhaust air heat recovery in buildings. *International Journal of Refrigeration*, 25(4), 439–449. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00035-4](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00035-4)

Földváry, V., Bekö, G., Langer, S., Arrhenius, K., & Petráš, D. (2017). Effect of energy renovation on indoor air quality in multifamily residential buildings in Slovakia. *Building and Environment*, 122, 363–372. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2017.06.009>

Földváry, V., Bukovianska, H. P., & Petráš, D. (2015). Analysis of energy performance and indoor climate conditions of the Slovak housing stock before and after its renovation. *Energy Procedia*, 78, 2184–2189. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.314>

Fracastoro, G. V., & Serraino, m. (2010). Energy analyses of buildings equipped with exhaust air heat pumps (EAHP). *Energy and Buildings*, 42(8), 1283–1289. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.02.021>

Frik, A. (2019). Eksperimentinis šilumos siurblio ciklo tyrimas, jo valdymo algoritmo parengimas, vol. 62. Vilniaus Gedimino technikos universitetas.

Fucci, F., Perone, C., La Fianza, G., Brunetti, L., Giametta, F., & Catalano, P. (2016). Study of a prototype of an advanced mechanical ventilation system with heat recovery integrated by heat pump. *Energy and Buildings*, 133, 111–121. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.09.038>

Gardenghi, Á. R. (2020). Transient modeling of vapor compression refrigeration systems for domestic applications. São Carlos School of Engineering, University of São Paulo.

Gosney, W. C. (1982). *Principles of refrigeration*. Cambridge University Press.

Gunt. (2019). *Air conditioning system model gunt Et 605. 040*, 1–3.

Guoyuan, m., Qinhu, C., & Yi, J. (2003). Experimental investigation of air-source heat pump for cold regions `chaleur air-air utilise ´ e dans les re ´ gions froides : Pompe a ´ tude exper ´ rimentale e. *International Journal of Refrigeration*, 26, 12–18.

- Gustafsson, m., Dermentzis, G., Myhren, J. A., Bales, C., Ochs, F., Holmberg, S., & Feist, W. (2014). Energy performance comparison of three innovative HVAC systems for renovation through dynamic simulation. *Energy and Buildings*, 82, 512–519. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.07.059>
- Hänninen, O., Canha, N., Kulinkina, A. V., Dume, I., Deliu, A., Mataj, E., Lusati, A., Krzyzanowski, m., & Egorov, A. I. (2017). Analysis of CO2 monitoring data demonstrates poor ventilation rates in Albanian schools during the cold season. *Air Quality, Atmosphere and Health*, 10(6), 773–782. <https://doi.org/10.1007/s11869-017-0469-9>
- Hlanze, P., Jiang, Z., Cai, J., & Shen, B. (2023). Model-based predictive control of multi-stage air-source heat pumps integrated with phase change material-embedded ceilings. *Applied Energy*, 336(December 2022), 120796. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2023.120796>
- Huang, B., Jian, Q., Luo, L., & Zhao, J. (2017). Experimental study of enhancing heating performance of the air-source heat pump by using a novel heat recovery device designed for reusing the energy of the compressor shell. *Energy Conversion and Management*, 138, 38–44. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.061>
- Huff, H., Lindsay, D., & Radermacher, R. (2002). Positive displacement compressor and expander simulation. *International Compressor Engineering Conference*, 8 (Paper 1527). <http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2526&context=icec>
- Hundy, G. F., Trott, A. R., & Welch, T. C. (2016a). Chapter 3 – Refrigerants. In *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100647-4/00003-6>
- Hundy, G. F., Trott, A. R., & Welch, T. C. (2016b). Chapter 4 – Compressors. In *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps* (pp. 59–87). <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100647-4/00004-8>
- International Energy Agency. (2013). Transition to Sustainable Buildings. In *Transition to Sustainable Buildings*. <https://doi.org/10.1787/9789264202955-en>
- International Energy Agency. (2022a). International Energy Agency (IEA) World Energy Outlook 2022. *International Energy Agency*, 524. <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2022>
- International Energy Agency. (2022b). *The Future of Heat Pumps. World Energy Outlook Special Report*. www.iea.org
- International Energy Agency. (2024a). *Renewables 2024 – Analysis and forecast to 2030*.
- International Energy Agency. (2024b). *World Energy Outlook 2024*. <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2024>
- Ishaque, S., Siddiqui, m. I. H., & Kim, m. H. (2020). Effect of heat exchanger design on seasonal performance of heat pump systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151, 119404. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119404>
- Jacob, T. A., Shah, N., & Park, W. Y. (2021). Evaluation of hybrid evaporative-vapor compression air conditioners for different global climates. *Energy Conversion and Management*, 249(September), 114841. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114841>

- Jain, N., & Alleyne, A. G. (2011). Thermodynamics-based optimization and control of vapor-compression cycle operation: Optimization criteria. *Proceedings of the American Control Conference*, 1, 1352–1357. <https://doi.org/10.1109/acc.2011.5991005>
- Jang, J. Y., Bae, H. H., Lee, S. J., & Ha, m. Y. (2013). Continuous heating of an air-source heat pump during defrosting and improvement of energy efficiency. *Applied Energy*, 110, 9–16. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.04.030>
- Januševičius, K., Streckienė, G., Bielskus, J., & Martinaitis, V. (2016). Validation of Un-glazed Transpired Solar Collector Assisted Air Source Heat Pump Simulation Model. *Energy Procedia*, 95(October), 167–174. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.09.039>
- Jensen, J. B., & Skogestad, S. (2007). Optimal operation of simple refrigeration cycles. Part I: Degrees of freedom and optimality of sub-cooling. *Computers and Chemical Engineering*, 31(5–6), 712–721. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2006.12.003>
- Jia, X., Ma, G., Zhou, F., Liu, S., Wu, G., & Sui, Q. (2022). Experimental study and operation optimization of a parallel-loop heat pump for exhaust air recovery in residential buildings. *Journal of Building Engineering*, 45(July 2021), 103468. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2021.103468>
- Jones, B. m., & Kirby, R. (2012). Indoor air quality in U.K. school classrooms ventilated by natural ventilation windcatchers. In *International Journal of Ventilation* (Vol. 10, Issue 4). <https://doi.org/10.1080/14733315.2012.11683959>
- Jouhara, H., & Yang, J. (2018). Energy efficient HVAC systems. *Energy and Buildings*, 179, 83–85. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.09.001>
- Juodis, E. (2006). Extracted ventilation air heat recovery efficiency as a function of a building's thermal properties. *Energy and Buildings*, 38(6), 568–573. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2005.07.002>
- Karim, A., Ishtiaque, S., Afridi, F., Kaneez, R., Kamaludin, S., & Karim, A. (2019). *A Simple Approach to Design and Fabricate an Efficient Heat Pump A Simple Approach to Design and Fabricate an Efficient Heat Pump*. October.
- Khan, J. U. R., & Zubair, S. m. (2000). Design and rating of an integrated mechanical-subcooling vapor-compression refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 41(11), 1201–1222. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00169-7](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00169-7)
- Klepeis, N. E., Nelson, W. C., Ott, W. R., Robinson, J. P., Tsang, A. m., Switzer, P., Behar, J. V., Hern, S. C., & Engelmann, W. H. (2001). The National Human Activity Pattern Survey (NHAPS): A resource for assessing exposure to environmental pollutants. *Journal of Exposure Analysis and Environmental Epidemiology*, 11(3), 231–252. <https://doi.org/10.1038/sj.jea.7500165>
- Komisija, E. (2014). Komisijos reglamentas (ES) nr. 1253/2014. 1253, 8–26.
- Koopman, T., Zhu, T., & Rohlf, W. (2024). Performance evaluation of air-source heat pump based on a pressure drop embedded model. *Heliyon*, 10(4), e24634. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e24634>
- Korpela, T., Kuosa, m., Sarvelainen, H., Tuliniemi, E., Kiviranta, P., Tallinen, K., & Koponen, H. K. (2022). Waste heat recovery potential in residential apartment buildings in Finland's Kymenlaakso region by using mechanical exhaust air ventilation and heat

pumps. *International Journal of Thermofluids*, 13(November 2021), 100127. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100127>

Kropas, T., Streckienė, G., & Bielskus, J. (2021). Experimental investigation of frost formation influence on an air source heat pump evaporator. *Energies*, 14(18). <https://doi.org/10.3390/en14185737>

Kwan, T. H., Shen, Y., Wu, Z., & Yao, Q. (2020). Performance analysis of the thermoelectric device as the internal heat exchanger of the trans-critical carbon dioxide cycle. *Energy Conversion and Management*, 208(October 2019), 112585. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112585>

Lee, H., Hwang, Y., Radermacher, R., & Chun, H. H. (2015). Performance investigation of multi-stage saturation cycle with natural working fluids and low GWP working fluids. *International Journal of Refrigeration*, 51, 103–111. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.12.018>

Li, X., Ma, G., Wang, L., Xu, S., Gao, L., & Wu, J. (2024). Performance analysis of a fresh air and indoor air co-treatment parallel-loop exhaust air heat pump for buildings. *Journal of Building Engineering*, 96(April), 110414. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2024.110414>

Liu, X., Fu, R., Wang, Z., Lin, L., Sun, Z., & Li, X. (2019). Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and ejector. *Energy Conversion and Management*, 188(March), 354–365. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.088>

Liu, Z., Fan, P., Wang, Q., Chi, Y., Zhao, Z., & Chi, Y. (2018). Air source heat pump with water heater based on a bypass-cycle defrosting system using compressor casing thermal storage. *Applied Thermal Engineering*, 128, 1420–1429. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.131>

Liu, Z., Li, W., Chen, Y., Luo, Y., & Zhang, L. (2019). Review of energy conservation technologies for fresh air supply in zero energy buildings. *Applied Thermal Engineering*, 148(November 2018), 544–556. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.085>

Lu, F., Liu, S., Dai, B., Zhong, Z., Li, H., & Sun, Z. (2019). Experimental Study on Thermal Performance of Transcritical CO₂ Air Source Heat Pump for Space Heating. *Energy Procedia*, 158, 5913–5919. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.532>

Lund, P. D., Lindgren, J., Mikkola, J., & Salpakari, J. (2015). Review of energy system flexibility measures to enable high levels of variable renewable electricity. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 45, 785–807. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.01.057>

Martinaitis, V., Bareika, P., & Misevičiūtė, V. (2012). *Vėdinimo įrenginio su šilumos siurbliu termodinaminio efektyvumo tyrimas*. 3, 493–498. <https://doi.org/10.3846/mla.2012.79>

Martinaitis, V., Streckienė, G., & Bielskus, J. (2022). Exergy Analysis of the Air Handling Unit at Variable Reference Temperature: Methodology and Results. In *Exergy Analysis of the Air Handling Unit at Variable Reference Temperature: Methodology and Results*. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-97841-9>

- Mengjie, S., Xiangguo, X., Shiming, D., & Ning, m. (2014). An Experimental Study on Performance During Reverse Cycle Defrosting of an Air Source Heat Pump with a Horizontal Three-circuit Outdoor Coil. *Energy Procedia*, 61(December), 92–95. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.11.914>
- Mikola, A., Kalamees, T., & Kõiv, T. A. (2017). Performance of ventilation in Estonian apartment buildings. *Energy Procedia*, 132, 963–968. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.681>
- Minglu, Q., Liang, X., Deng, S., & Yiqiang, J. (2010). Improved indoor thermal comfort during defrost with a novel reverse-cycle defrosting method for air source heat pumps. *Building and Environment*, 45(11), 2354–2361. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2010.04.006>
- Mramba, L. K., Liu, X., Lynch, K. F., Yang, J., Aronsson, C. A., Hummel, S., Norris, J. m., Virtanen, S. m., Hakola, L., Uusitalo, U. m., & Krischer, J. P. (2024). Detecting potential outliers in longitudinal data with time-dependent covariates. *European Journal of Clinical Nutrition*, 78(4), 344–350. <https://doi.org/10.1038/s41430-023-01393-6>
- Mumovic, D., Palmer, J., Davies, m., Orme, m., Ridley, I., Oreszczyn, T., Judd, C., Critchlow, R., Medina, H. A., Pilmoor, G., Pearson, C., & Way, P. (2009). Winter indoor air quality, thermal comfort and acoustic performance of newly built secondary schools in England. *Building and Environment*, 44(7), 1466–1477. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2008.06.014>
- Nasution, H., Dahlan, A. A., Abdul Aziz, A., Azmi, U., Sumeru, S., & Shodiya, S. (2016). Energy efficiency of a variable speed of the centralized air conditioning system using PID controller. *Jurnal Teknologi*, 78(8–4), 65–71. <https://doi.org/10.11113/jt.v78.9586>
- O’connor, D., Calautit, J. K. S., & Hughes, B. R. (2016). A review of heat recovery technology for passive ventilation applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1481–1493. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.039>
- O’Sullivan, P. D., Colclough, S., Morehead, J., & O’Donovan, A. (2021). Evaluation of the theoretical and in-use performance of Exhaust Air Heat Pumps. *E3S Web of Conferences*, 246. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202124606003>
- Orme, m. (2001). Estimates of the energy impact of ventilation and associated financial expenditures. *Energy and Buildings*, 33(3), 199–205. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(00\)00082-7](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(00)00082-7)
- Ortega, I., Sieres, J., Cerdeira, F., Álvarez, E., & Santos, J. m. (2024). Research on the effect of the refrigerant charge in a variable capacity heat pump. *Science and Technology for the Built Environment*, 30(6), 611–625. <https://doi.org/10.1080/23744731.2024.2312798>
- Panteli, m., & Mancarella, P. (2015). Influence of extreme weather and climate change on the resilience of power systems: Impacts and possible mitigation strategies. *Electric Power Systems Research*, 127, 259–270. <https://doi.org/10.1016/j.epr.2015.06.012>
- Park, C., Lee, H., Hwang, Y., & Radermacher, R. (2015). Recent advances in vapor compression cycle technologies. *International Journal of Refrigeration*, 60, 118–134. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.08.005>

- Park, m., Eom, Y. H., & Kim, m. S. (2021). Predictive optimization of the air flow rate for a residential heat pump in seasonal performance conditions. *International Journal of Refrigeration*, 131(July), 51–60. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.07.008>
- Pathak, A., Binder, m., Ongel, A., & Ng, H. W. (2019). Investigation of a multi stage vapour-injection cycle to improve air-conditioning system performance of electric buses. *2019 14th International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies, EVER 2019*, 1–7. <https://doi.org/10.1109/EVER.2019.8813517>
- Pelella, F., Viscito, L., & Mauro, A. W. (2022). Combined effects of refrigerant leakages and fouling on air-source heat pump performances in cooling mode. *Applied Thermal Engineering*, 204(December 2021), 117965. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117965>
- Pottker, G., & Hrnjak, P. (2015). Experimental investigation of the effect of condenser subcooling in R134a and R1234yf air-conditioning systems with and without internal heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 50, 104–113. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.10.023>
- Qiu, J., Zhang, H., Sheng, J., & Wu, Z. (2019). Experimental investigation of L41b as replacement for R410A in a residential air-source heat pump water heater. *Energy and Buildings*, 199, 190–196. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.06.055>
- Qu, m., Li, T., Deng, S., Fan, Y., & Li, Z. (2017). Improving defrosting performance of cascade air source heat pump using thermal energy storage based reverse cycle defrosting method. *Applied Thermal Engineering*, 121, 728–736. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.146>
- Qureshi, B. A., & Zubair, S. m. (2012). The effect of refrigerant combinations on performance of a vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical sub-cooling. *International Journal of Refrigeration*, 35(1), 47–57. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.09.009>
- Rohrer, T., Frison, L., Kaupenjohann, L., Scharf, K., & Hergenröther, E. (2023). Deep Reinforcement Learning for Heat Pump Control. *Lecture Notes in Networks and Systems*, 711 LNNS, 459–471. https://doi.org/10.1007/978-3-031-37717-4_29
- Roulet, C. A., Heidt, F. D., Foradini, F., & Pibiri, m. C. (2001). Real heat recovery with air handling units. *Energy and Buildings*, 33(5), 495–502. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(00\)00104-3](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(00)00104-3)
- Saini, P., Paolo, B., Fiedler, F., Widén, J., & Zhang, X. (2021). Techno-economic analysis of an exhaust air heat pump system assisted by unglazed transpired solar collectors in a Swedish residential cluster. *Solar Energy*, 224(July), 966–983. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.06.026>
- Schibuola, L., & Tambani, C. (2021). Performance comparison of heat recovery systems to reduce viral contagion in indoor environments. *Applied Thermal Engineering*, 190(March), 116843. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116843>
- Schlomann, B., & Kleeberger, H. (2015). *Energieverbrauch des Sektors Gewerbe, Handel, Dienstleistungen (GHD) in Deutschland für die Jahre 2011 bis 2013*. 320.

- Seppänen, O. A. (1999). Association of ventilation rates and CO₂ concentrations with health and other responses in commercial and institutional buildings. *Indoor Air*, 9(4), 226–252. <https://doi.org/10.1111/j.1600-0668.1999.00003.x>
- Shirani, A., Merzkirch, A., Roesler, J., Leyer, S., Scholzen, F., & Maas, S. (2021). Experimental and analytical evaluation of exhaust air heat pumps in ventilation-based heating systems. *Journal of Building Engineering*, 44(April), 102638. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2021.102638>
- Siegele, D., Ochs, F., & Feist, W. (2019). Novel speed-controlled exhaust-air to supply-air heat pump combined with a ventilation system. *Applied Thermal Engineering*, 162(June), 114230. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114230>
- Song, m., Deng, S., Mao, N., & Ye, X. (2016). An experimental study on defrosting performance for an air source heat pump unit with a horizontally installed multi-circuit outdoor coil. *Applied Energy*, 165, 371–382. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.107>
- Sundell, J., Levin, H., Nazaroff, W. W., Cain, W. S., Fisk, W. J., Grimsrud, D. T., Gyntelberg, F., Li, Y., Persily, A. K., Pickering, A. C., Samet, J. m., Spengler, J. D., Taylor, S. T., & Weschler, C. J. (2011). Ventilation rates and health: Multidisciplinary review of the scientific literature. *Indoor Air*, 21(3), 191–204. <https://doi.org/10.1111/j.1600-0668.2010.00703.x>
- Tang, Y., Ji, J., Zhang, C., Ke, W., & Xie, H. (2024). An advanced exhausting airflow photovoltaic curtain wall system coupled with an air source heat pump for outdoor air treatment: Energy-saving performance assessment. *Energy Conversion and Management*, 299(August 2023), 117872. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117872>
- Tello Oquendo, F. m., Navarro Peris, E., González Macía, J., & Corberán, J. m. (2016). Performance of a scroll compressor with vapor-injection and two-stage reciprocating compressor operating under extreme conditions. *International Journal of Refrigeration*, 63, 144–156. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.10.035>
- Wang, L., Ma, G., Ma, A., Zhou, F., & Li, F. (2018). Experimental study on the characteristics of triplex loop heat pump for exhaust air heat recovery in winter. *Energy Conversion and Management*, 176(July), 384–392. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.09.052>
- Wang, m., Zhao, Y., Cao, F., Bu, G., & Wang, Z. (2012). Simulation study on a novel vane-type expander with internal two-stage expansion process for R-410A refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 35(4), 757–771. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.11.014>
- Wang, W., Hu, B., Wang, R. Z., Luo, m., Zhang, G., & Xiang, B. (2022). Model predictive control for the performance improvement of air source heat pump heating system via variable water temperature difference. *International Journal of Refrigeration*, 138(February), 169–179. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.03.001>
- Wargocki, P., Porras-Salazar, J. A., Contreras-Espinoza, S., & Bahnfleth, W. (2020). The relationships between classroom air quality and children's performance in school. *Building and Environment*, 173(December 2019), 106749. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2020.106749>

Wargocki, P., & Wyon, D. P. (2013). Providing better thermal and air quality conditions in school classrooms would be cost-effective. *Building and Environment*, 59, 581–589. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2012.10.007>

Wargocki, P., & Wyon, D. P. (2017). Ten questions concerning thermal and indoor air quality effects on the performance of office work and schoolwork. *Building and Environment*, 112, 359–366. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.11.020>

Wenju, H., Yiqiang, J., Minglu, Q., Long, N., Yang, Y., & Shiming, D. (2011). An experimental study on the operating performance of a novel reverse-cycle hot gas defrosting method for air source heat pumps. *Applied Thermal Engineering*, 31(2–3), 363–369. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.09.024>

Xu, Z., Li, H., Xu, W., Shao, S., Wang, Z., Gou, X., Zhao, m., & Li, J. (2022). Investigation on the efficiency degradation characterization of low ambient temperature air source heat pump under partial load operation. *International Journal of Refrigeration*, 133(September 2021), 99–110. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.10.002>

Yang, m., Wang, B., Li, X., Shi, W., & Zhang, L. (2015). Evaluation of two-phase suction, liquid injection and two-phase injection for decreasing the discharge temperature of the R32 scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 59, 269–280. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.08.004>

Yang, T., & Ge, T. (2024). Performance study of a heat pump fresh air unit based on desiccant coated heat exchangers under different operation strategies. *Energy*, 296(April), 131182. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.131182>

Zhang, S., Yun, W., & Lin, Z. (2022). Integrated system of exhaust air heat pump and advanced air distribution for energy-efficient provision of outdoor air. *Applied Thermal Engineering*, 217(August), 119256. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119256>

Zhang, Y., Li, m., Dong, J., Zhang, C., Li, X., & Han, Z. (2023). Study on the impacts of refrigerant leakage on the performance and reliability of datacenter composite air conditioning system. *Energy*, 284(October), 129336. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129336>

Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Frik, A., Bielskus, J., & Džiugaitė-Tumėnienė, R. (2024). Enhancing seasonal performance of heat pumps integrated into building ventilation systems using a multi-stage volume enlarger: A comparative study across European regions. *Journal of Building Engineering*, 98, 1–19. doi:10.1016/j.jobbe.2024.111489

Frik, A., Bielskus, J., Džiugaitė-Tumėnienė, R., & Motuzienė, V. (2024). Experimental studies and performance characteristics analysis of a variable-volume heat pump in a ventilation system. *Applied Sciences*, 14(9), 1–23. doi:10.3390/app14093933

Frik, A., Bielskus, J., & Dziukevics, m. (2023). Experimental study on the control of the positions of the cycle isotherms of the heat pump in the air handling unit. *Environmental and Climate Technologies*, 27(1), 889–899. doi:10.2478/rtuect-2023-0065

Frik, A. ir Bielskus, J. (2020). Vėdinimo įrenginio šilumos siurblio eksperimentinio tyrimo standas. *Mokslas – Lietuvos ateitis. Aplinkos inžinerija = Science – Future of Lithuania. Environmental Engineering*, 12, 1–6. doi:10.3846/mla.2020.13075

Straipsniai kituose leidiniuose

Frik, A., Bielskus, J., & Dzikėvičs, m. (2023). Exploring the control of the position of the isotherms of the heat pump cycle in an air handling unit: An experimental study. In *CONNECT. International Scientific Conference of Environmental and Climate Technologies, 10–12 May 2023 Riga, Latvia: Book of abstracts* (pp. 25–25). Riga: Riga Technical University. doi:10.7250/CONNECT.2023.008

Frik, A., & Bielskus, J. (2022). Experimental investigations of the operation mode of a heat pump appropriate to an air handling unit. In *CYSENI 2022: 18th international conference of young scientists on energy and natural sciences issues, 24–27 May 2022, Kaunas, Lithuania* (pp. 136–141). Vilnius: Lithuanian Energy Institute. https://cyseni.com/wp-content/archives/proceedings/proceedings_of_cyseni_2022.pdf

Frik, A. (2021). Characteristics of the compressor for a heat pump of an air handling unit. In *CYSENI 2021: 17th international conference of young scientists on energy and natural sciences issues, 24–28 May 2021, Kaunas, Lithuania* (pp. 242–243). Kaunas: Lithuanian Energy Institute. https://cyseni.com/wp-content/archives/proceedings/proceedings_of_cyseni_2021.pdf

Frik, A. (2020). Reikalavimai vėdinimo įrenginio eksperimentinio šilumos siurblio standui. Iš 23-osios Lietuvos jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminė konferencija Pastatų energetika, 2020 m. gegužės 15 d. Vilnius: straipsnių rinkinys = *Proceedings of the 23th Conference for Junior Researchers „Science – Future of Lithuania“ Building Energetics, 15 May 2020, Vilnius, Lithuania* (pp. 12–16). Vilnius: VGTU leidykla Technika. doi:10.3846/pinzs.2020.002

Frik, A., Martinaitis, V., & Bielskus, J. (2020). Energy conversion modes depending on the outdoor temperature for an air handling unit with a heat pump. In *11th International conference "Environmental Engineering", 21–22 May 2020, Vilnius Gediminas Technical University, Lithuania* (pp. 1–8). Vilnius: VGTU Press. doi:10.3846/enviro.2020.602

Summary in English

Introduction

Formulation of the problem

Although most countries implement policies aimed at improving the energy performance of buildings, the average energy consumption per capita in the building sector has remained practically unchanged since 1990 (International Energy Agency, 2024b). Progress has not been fast enough to offset the growth in floor area (3% per year) and the increasing energy demand in buildings, where heating, ventilation, and air conditioning (HVAC) systems are the primary consumers. These systems account for half of the total energy consumption in the European Union (EU), and a significant portion is wasted due to inefficient use (European Commission, 2016).

The heating energy demand of new buildings has decreased significantly by implementing thermal insulation measures in line with the Energy Performance of Buildings Directive (EPBD) (European Parliament and the Council, 2010). As a result, ventilation and air conditioning become the dominant energy-consuming systems in buildings. Moreover, with the growing number of office buildings in Lithuania and worldwide, energy consumption continues to increase. Approximately one-quarter of the energy consumption in the building sector can be attributed to office buildings, where more than 70% of the final energy is used by HVAC systems (Schlomann & Kleeberger, 2015). HVAC systems and new materials, monitoring technologies, and automated control algorithms demonstrate a rapidly growing interest in achieving higher energy efficiency (Jouhara & Yang, 2018). Therefore, advanced technological solutions are particularly needed for HVAC

systems to maintain appropriate indoor air quality while efficiently using energy under constantly changing outdoor temperature conditions.

Relevance of the dissertation

The main goals of the EU and Lithuania's energy sector are to reduce energy consumption and greenhouse gas emissions while increasing the share of renewable energy sources and improving energy efficiency. Primary renewable energy sources (e.g., wind energy and potential energy of water) are most often transformed into electricity (International Energy Agency, 2024a). Since heat pumps typically require electricity for operation, they become a potential source of thermal energy in HVAC systems, contributing to addressing the energy efficiency challenges in the building sector. Although the use of heat pumps in heating systems is not new, their application in ventilation systems is less widespread. In recent years, this situation has begun to change, with an increasing number of ventilation equipment manufacturers (e.g., FläktGroup, Mandik, Komfovent, and VENTS) offering ventilation units with integrated heat pumps.

One of the key criteria for reducing energy demand in buildings by modernising HVAC systems is their seasonal efficiency. In this context, the integrated efficiency over the entire usage period (e.g., heating season) depends not only on high nominal and instantaneous performance indicators but also on the system's ability to maintain such performance across a wide range of energy demand variations (Panteli et al., 2015). The largest portion of the heating season is characterised by long-term, moderately low, and continuously changing outdoor air temperatures – only a few or several degrees below indoor temperatures. This condition largely determines the level of the seasonal coefficient of performance (SCOP) of the heat pump.

However, the operating range of heat pumps integrated into ventilation units concerning outdoor air parameters is often limited. Ventilation systems must operate over a wide range of temperature fluctuations, whereas the heat pump's capacity and control modes may not be suitable for large variations. As a result, the operating regime that ensures the required supply air temperature is not always energy-efficient.

Therefore, it is essential to explore new control strategies that can expand the controllability of the heat pump's thermodynamic cycle and improve its seasonal efficiency indicators. This requires new knowledge that reveals opportunities to develop more efficient products, directly contributing to improvements in overall energy efficiency.

Object of research

The object of research is a heat pump with adjustable refrigerant circuit volume integrated into a mechanical ventilation system.

Aim of the dissertation

This dissertation aims to investigate the operational cycle parameters of a heat pump integrated into a mechanical ventilation system and to propose a control component that increases its seasonal performance efficiency.

Tasks of the dissertation

The following objectives were set to achieve the aim of this dissertation:

1. To develop a research methodology for a heat pump integrated into a mechanical ventilation system based on the analysis of scientific literature.
2. To formulate an analytical thermodynamic model of the air handling unit's heat pump and perform a parametric analysis to determine the dependencies of key operating parameters on varying outdoor air temperatures.
3. To design an experimental test bench for the heat pump operating in a ventilation system, develop and integrate an additional control component that enables circuit volume adjustment, and conduct experimental investigations to evaluate the influence of various control components on the thermodynamic cycle parameters of the heat pump.
4. To determine the impact of traditional control components and the innovative circuit volume adjustment component on the seasonal performance efficiency of the air handling unit's heat pump.

Research methodology

This research employed analytical, experimental, and mathematical modelling methods. An analytical thermodynamic model of the heat pump integrated into the air handling unit was developed, enabling parametric analysis and the assessment of operational parameter dependencies on varying environmental conditions. A custom-designed test bench was used for a heat pump integrated into a ventilation system for the experimental investigations. Different operating modes were analysed during the tests to assess the effectiveness of traditional control components. In addition, a prototype of an innovative control component was tested experimentally. Based on the experimental data, mathematical modelling was carried out using *MATLAB* software to evaluate the impact of the proposed solutions on the operational efficiency and seasonal performance of the heat pump.

Scientific novelty of the dissertation

The following novel results in the field of mechanical engineering were obtained during the preparation of this dissertation:

1. An analytical thermodynamic model was developed, allowing for the evaluation of the dependencies between the heat pump's operational cycle parameters and environmental conditions and ventilation system demands.
2. A prototype of an innovative control component was proposed, integrating the capability of active circuit volume adjustment. An experimental analysis of circuit volume variation was carried out, evaluating its impact on the heat pump's operational parameters and the system's overall efficiency.
3. A mathematical model for evaluating the seasonal efficiency of the heat pump was developed based on the results of experimental investigations. The model's algorithm enables the assessment of the heat pump's efficiency variations under different operating conditions.

Practical value of the research findings

The applied analytical thermodynamic model may be useful in the design and manufacturing of ventilation systems with integrated heat pumps, as it enables the evaluation of their operational parameters and characteristics.

The determined influence of active circuit volume adjustment on the heat pump's operational cycle parameters and the developed prototype may serve as a foundation for further research aimed at improving heat pump cycle control.

The mathematical model for seasonal efficiency evaluation can be applied to assess the performance of heat pumps under various climatic conditions. This model may be beneficial in system design and simulation, energy auditing, or scientific research.

Defended statements

1. Adjustment of the heat pump's circuit volume significantly impacts the parameters of the operational cycle, and this effect can be utilised to improve control capabilities.
2. A prototype of a heat pump control component enabling active circuit volume adjustment was proposed and experimentally validated. It increases the flexibility and efficiency of system control under varying operating conditions.
3. By applying the developed mathematical model for seasonal efficiency evaluation, based on polynomial dependencies derived from experimental data and an optimisation algorithm, it is possible to determine, for each outdoor air temperature value, the optimal control parameters of the heat pump that ensure the required heating power and maximum coefficient of performance.

Approval of the research findings

Nine scientific publications related to the topic of this dissertation have been published:

- Two articles were published in journals indexed in the *Web of Science* database, with citation metrics (Frik et al., 2024; Frik et al., 2024).
- One article was published in a journal indexed in the *Web of Science – Emerging Sources Citation Index* (ESCI) with a citation metric (Frik et al., 2023).
- One publication appeared in Conference Proceedings indexed in the *Web of Science database* (Frik et al., 2020).
- Three articles were published in journals included in other international databases (Frik, 2020; Frik & Bielskus, 2020; Frik et al., 2023).
- Two articles were published in other peer-reviewed scientific journals (Frik, 2021; Frik & Bielskus, 2022).

The results of the research presented in this dissertation were also reported at four international conferences in Lithuania and abroad:

- 11th International Conference on Environmental Engineering, 2020, Vilnius, Lithuania;

- CYSENI 2021: 17th International Conference of Young Scientists on Energy and Natural Sciences, 2021, Kaunas, Lithuania;
- CYSENI 2022: 18th International Conference of Young Scientists on Energy and Natural Sciences, 2022, Kaunas, Lithuania;
- International Scientific Conference of Environmental and Climate Technologies (CONNECT'23), 2023, Riga, Latvia.

Structure of the dissertation

The dissertation consists of an introduction, three chapters, and general conclusions. Additionally, there are two appendices.

The total length of the dissertation is 145 pages, excluding appendices. The text includes 31 numbered equations, 61 figures, and 10 tables. A total of 114 literature sources were used in the preparation of the dissertation.

1. Review of operating principles and control methods of heat pumps in ventilation systems

The literature review analyses research trends, operational principles, and advanced control methods for heat pumps integrated into mechanical ventilation systems, laying a foundation for subsequent analytical and experimental investigations presented in this dissertation.

Current development trends in ventilation and air handling systems indicate increasing reliance on mechanical ventilation due to tightening building regulations aimed at reducing energy consumption and enhancing building airtightness (Földváry et al., 2015, 2017; International Energy Agency, 2022a). As natural ventilation becomes insufficient, mechanical systems become crucial for maintaining indoor air quality and occupant comfort (Wargocki et al., 2020; Földváry et al., 2017; Mikola et al., 2017).

Heat pumps represent a promising technological solution to enhance energy efficiency by transferring heat from lower-temperature sources to higher-temperature sinks using external energy, typically electricity (Dincer et al., 2015; International Energy Agency, 2022b). Air-source heat pumps are simpler and cheaper to install compared to ground-source or water-source heat pumps. They currently dominate the market, accounting for approximately 85% of global sales in the building sector (International Energy Agency, 2022b).

However, air-source heat pump performance decreases at lower ambient temperatures due to frost formation on external heat exchangers, causing reduced seasonal efficiency and occupant discomfort (Januševičius et al., 2016; Kropas et al., 2021; Qu et al., 2017; Jang et al., 2013; Minglu et al., 2010). Integrating heat pumps directly into ventilation systems, especially utilising exhaust air, significantly improves efficiency by leveraging relatively warmer exhaust air temperatures compared to the external air, thereby optimising operational performance (Fracastoro & Serraino, 2010; Gustafsson et al., 2014; Siegele et al., 2019).

Control methods and management of heat pump cycles significantly impact their operational efficiency. Literature emphasises dynamic control strategies such as fuzzy logic

(Putrayudha et al., 2015), model predictive control (MPC) (Wang et al., 2022; Hlanze et al., 2023), proportional-integral-derivative (PID) control (Nasution et al., 2016; Yang & Ge, 2024), and deep reinforcement learning (DRL) (Rohrer et al., 2023), demonstrating their capability to optimise performance across varying environmental conditions. However, these approaches primarily focus on traditional control devices like compressors and expansion valves, highlighting a need for exploring additional innovative methods to influence thermodynamic cycle parameters.

It can be stated that vapour compression cycle improvement studies reflect a constant pursuit of reducing thermodynamic losses and enhancing heat pump efficiency under diverse operating conditions. These studies examine various solutions, such as expansion loss recovery technologies (Huff et al., 2002; Wang et al., 2012; Boumaraf et al., 2014; Cao et al., 2022), subcooling cycles (Cho et al., 2003; Pathak et al., 2019), optimisation of refrigerant parameters (Lee et al., 2015; Yang et al., 2015), multi-stage cycles (Cho et al., 2003; Lee et al., 2015), and others. These efforts indicate that the field of vapour compression cycle improvement actively evolves by seeking new technological solutions, providing broader opportunities for enhancing heat pump efficiency and expanding their applicability. Therefore, research-oriented towards analysing and improving heat pump operating cycles remains relevant both in the context of energy savings and climate change mitigation.

Analysing scientific literature reveals that most research aimed at improving heat pump efficiency primarily focuses on optimising existing components, such as compressors, expansion valves, and heat exchangers. However, new control elements and their potential to regulate heat pump operation receive significantly less attention. One area whose impact on heat pump performance has so far been relatively unexplored is the active circuit volume adjustment. It can be hypothesised that by varying the active circuit volume of the heat pump, its operational characteristics and parameters also change. Thus, circuit volume variation could become an additional tool for regulating heat pump operation.

Experimental setups and test stands for evaluating heat pump performance form a crucial part of this research area. Key requirements include precise control of operating parameters, measurement accuracy, and replicability of operational scenarios (Lu et al., 2019; Jia et al., 2022; Song et al., 2014; Wenju et al., 2011; Lu et al., 2019; Song et al., 2016; Karim et al., 2019; Qiu et al., 2019). This dissertation contributes by developing and thoroughly analysing an experimental test stand designed to assess the effectiveness of different operational modes and control strategies, including innovative approaches to the active volume control of the heat pump circuit.

In conclusion, integrating heat pumps into ventilation systems presents substantial potential for improved energy efficiency, environmental benefits, and enhanced indoor air quality. This dissertation specifically investigates the impact of variable circuit volume on heat pump performance characteristics and evaluates the seasonal efficiency improvements achieved through an additional control device that adjusts circuit volume, thus addressing identified gaps in current research.

2. Methodology of analytical and experimental investigation of heat pump operating modes in a ventilation system

The chapter presents the research methodology applied for both analytical and experimental investigations of a heat pump integrated into a mechanical ventilation system. It includes the thermodynamic analysis of the system, the experimental testing procedure, the measuring equipment, and the data processing and modelling methods used to evaluate the operational parameters of the heat pump under varying conditions.

Parametric thermodynamic analysis is applied to a heat pump integrated into a mechanical ventilation system to determine the dependence of key performance parameters on varying outdoor air temperatures. The analysis is based on the variation of energy flows, temperatures, and other thermodynamic indicators, while the system's efficiency is evaluated using the coefficient of performance (COP). The methodology provides a foundation for further experimental and modelling research.

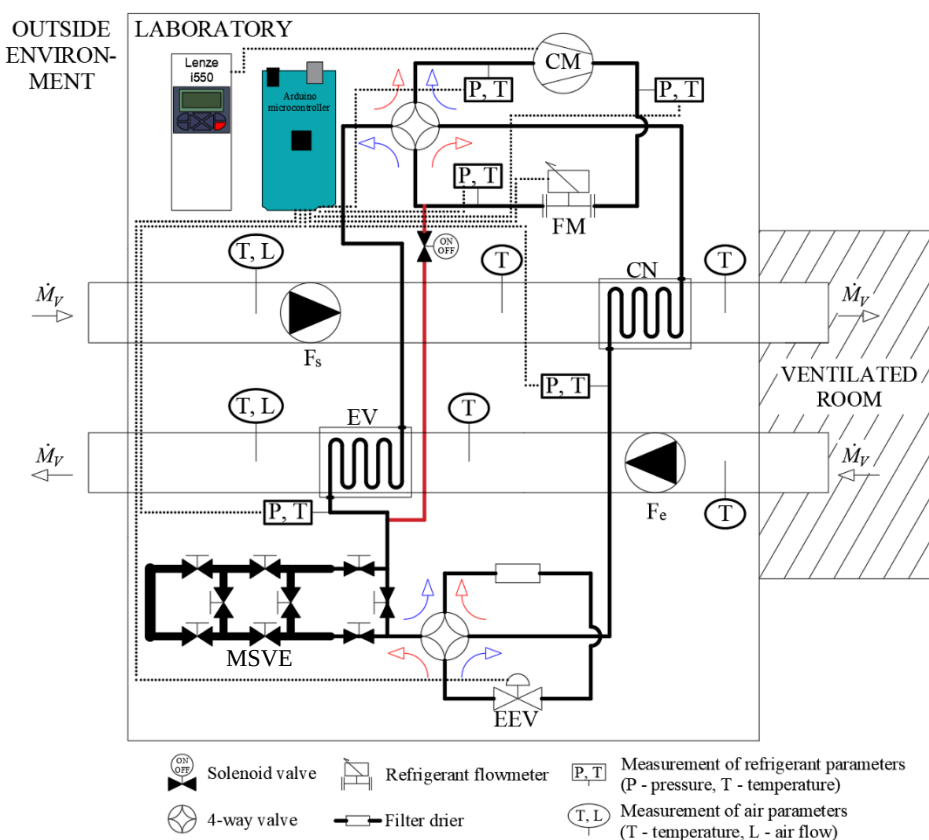


Fig. S2.1. Schematic diagram of an experimental air handling unit with an integrated heat pump

The object of experimental research is a mechanical ventilation system equipped with a heat pump featuring adjustable refrigerant circuit volume. The schematic of the system is shown in Figure S2.1. The experimental test bench was designed based on a review of similar experimental setups described in Chapter 1. This review allowed the development of a construction that meets the objectives of the research and ensures flexibility for different experimental scenarios.

The primary function of the investigated system is to supply fresh preheated air into the rooms and extract used air while recovering heat using the heat pump. The main components of the system include supply (Fs) and exhaust (Fe) fans (each with a capacity of 430 m³/h), a condenser (CN), an evaporator (EV), a compressor (CM), an electronic expansion valve (EEV), and a multi-stage volume expansion device (MSVE). The setup also includes air ducts, a frequency converter, an Arduino Mega 2560 microcontroller, and other auxiliary components.

A key feature of the experimental setup is the MSVE device, which enables stepwise changes in the internal volume of the heat pump's refrigerant circuit. This device is installed between the evaporator and the electronic expansion valve. The baseline volume of the circuit is $V_0=4,76 \text{ dm}^3$, which can be increased in three stages:

- $V_1=V_0+0,81 \text{ dm}^3$ (17.0% increase);
- $V_2=V_0+1,26 \text{ dm}^3$ (26.4% increase);
- $V_3=V_0+1,64 \text{ dm}^3$ (34.4% increase).

By systematically changing the circuit volume during experiments, the influence of this parameter on heat pump performance and efficiency can be determined.

The experimental investigation was aimed at determining how the operational parameters of the heat pump change when controlled by three main control variables:

1. Compressor speed (1800, 1920, 2100, and 2220 RPM),
2. Expansion valve opening (30%, 50%, and 70%),
3. Refrigerant circuit volume (V_0 to V_3).

Based on the experimental results, a dynamic computational model was developed to simulate the heat pump's performance under varying outdoor temperature conditions and to identify optimal control parameters. The model is based on empirically derived surface functions describing the relationship between heat output $Q_{vi}(x, y)$, Coefficient of performance $COP_{vi}(x, y)$ with the control variables x – expansion valve opening (%), y – compressor speed (RPM) for each circuit volume case (V_0 – V_3). These relationships are modelled as second-degree polynomials, provided in Chapter 3, and used in further simulations.

The model was implemented in MATLAB and applied to simulate the heat pump operation over a full year. A nine-step algorithm was used, incorporating data input, intermediate calculations, and final result systematisation. The computational process is presented in Figure S2.2.

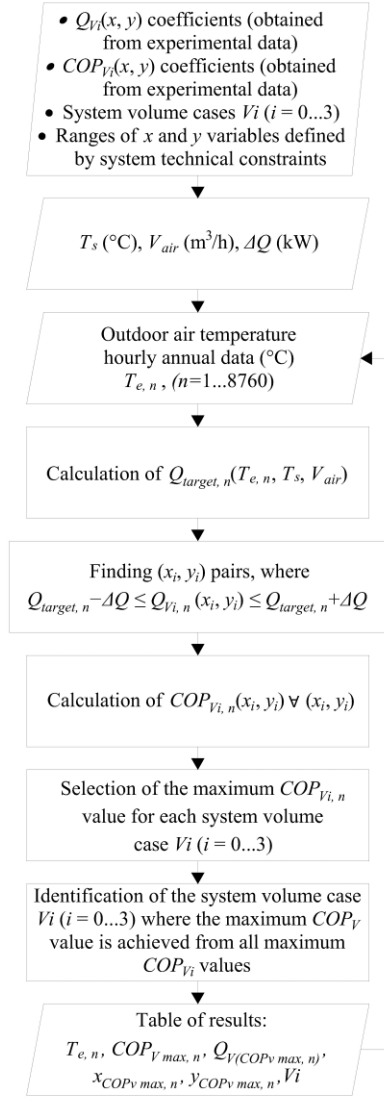


Fig. S2.2. Computational algorithm of the dynamic heat pump model

Algorithm overview:

1. Import the polynomial surface equations derived from the experimental data $Q_{Vi}(x, y)$, $COP_{Vi}(x, y)$, where x is expansion valve opening (%) and y is compressor speed (RPM). Coefficients for these second-degree polynomial functions are defined for each refrigerant circuit volume case (V0–V3). The corresponding

surfaces are shown in Figures 3.18 and 3.19 in Chapter 3. The control variable limits are defined as $x \in [30\%, 70\%]$, $y \in [1800 \text{ RPM}, 2220 \text{ RPM}]$.

2. Set ventilation air supply parameters: supply airflow: $V_{air}=435 \text{ m}^3/\text{h}$ (average from experiments), supply air temperature: $T_s = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, allowable deviation: $\Delta Q = \pm 0.034 \text{ kW}$.
3. Load hourly outdoor temperature data from PVGIS (Typical Meteorological Year, TMY).
4. Calculate the required heating power Q_{target} using the equation:

$$Q_{target} = \left(\frac{P}{R \cdot (273,15 + T_e)} \right) \cdot \frac{V_{air}}{3600} \cdot (T_s - T_e) \quad (2.21)$$

where P is atmospheric pressure under standard conditions (101325 Pa), R is specific gas constant for air (287.05 J/(kg·K)), T_{iek} and T_{is} are supply air temperature and outdoor air temperature, and K , V_{oro} – air supply flow rate, m^3/h .

5. Identify all combinations of (x, y) for each volume case V_i that satisfy:

$$Q_{Vi}(x, y) = Q_{target} \pm \Delta Q \quad (2.22)$$

6. Calculate $COP_{Vi}(x, y)$ for each valid control pair (x, y) .
7. Identify the maximum COP for each circuit volume configuration.
8. The system volume case (V_0, V_1, V_2, V_3) is selected, for which the highest coefficient of performance value ($COP_{V_0}, COP_{V_1}, COP_{V_2}$ or COP_{V_3}) was obtained.
9. The parameters are recorded in the results table, including outdoor air temperature (T_e); the identified control parameter pair (x, y) that satisfies the required heating power Q_{target} and results in the maximum COP; the heat pump's thermal output (Q_v); the coefficient of performance (COP); and the refrigerant circuit volume V_i .

Finally, the model was used to evaluate the impact of circuit volume adjustment on system efficiency over a typical year. The performance was assessed in three European cities: Helsinki, Vilnius, and Milan. Vilnius was chosen as the reference location with a moderate climate, while Helsinki and Milan represent colder and warmer climate zones, respectively. The average outdoor air temperature in the Typical Meteorological Year (TMY) is $7.60 \text{ }^\circ\text{C}$ in Vilnius, $6.36 \text{ }^\circ\text{C}$ in Helsinki, and $13.82 \text{ }^\circ\text{C}$ in Milan, respectively.

3. Results of analytical and experimental investigation of heat pump operating modes in a ventilation system

This chapter presents the results of analytical and experimental investigations of the operating modes of a heat pump integrated into a mechanical ventilation system.

The parametric thermodynamic analysis showed that with increasing outdoor air temperature, efficient heat pump operation is achieved by reducing condensation temperature and increasing evaporation temperature, thereby lowering the pressure difference across the compressor and reducing its energy consumption. The findings indicate that to ensure efficient operation, it is essential to precisely adjust the cycle parameters in response to changes in outdoor conditions. The analysis highlights the importance of control

algorithms and new regulation components in achieving higher efficiency across the full temperature range.

This part presents the results of experimental testing and seasonal simulation of a heat pump with adjustable refrigerant circuit volume integrated into a mechanical ventilation system. The investigation focuses on how increasing the heat pump circuit volume – while keeping the refrigerant mass constant – affects heating power, efficiency, and overall seasonal performance across different climatic conditions.

Heating power

The first part of the research evaluates how the heating power changes under different compressor speeds, expansion valve positions, and four heat pump circuit volume settings (V_0 – V_3). Figure S3.1 illustrates the heat output for all configurations tested.

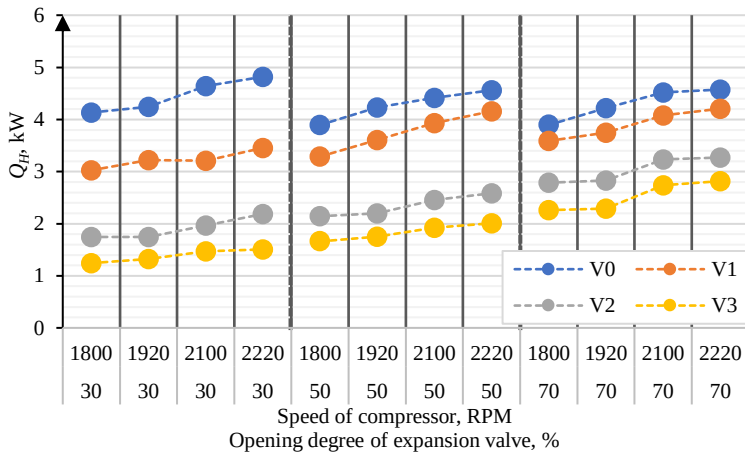


Fig. S3.1. Heating power of the heat pump during the experiment

In the baseline case (V_0), the heating power ranged from 3.89 to 4.82 kW, yielding a modulation range of 0.93 kW. As the heat pump circuit volume increased to V_1 (+17%), the heating power ranged from 3.02 kW to 4.21 kW, widening the modulation range to 1.18 kW (+27.7%). At V_2 (+26.4%), the range expanded to 1.53 kW (+65.1%), and at V_3 (+34.4%) up to 1.57 kW (+69.6%). However, the overall output range shifted downward, reaching as low as 1.25 kW in the V_3 case.

Although increasing the circuit volume reduced the maximum available power, it significantly widened the modulation range, enabling finer control over output, especially under partial load conditions typical of transitional seasons. Notably, the total dynamic range expanded from 0.93 kW (V_0) to 3.57 kW (V_3), a nearly 3.8-fold increase.

This enhanced controllability reduces the need for buffer tanks, which are impractical in compact air handling units. Therefore, circuit volume adjustment offers a practical alternative for partial load adaptation, particularly in colder climates.

Efficiency trends

The average coefficient of performance (COP) tended to decrease with increasing circuit volume. As shown in Figure S3.2, the efficiency dropped by 5.14% in V1, 18.03% in V2, and 26.53% in V3 compared to the baseline V0 configuration.

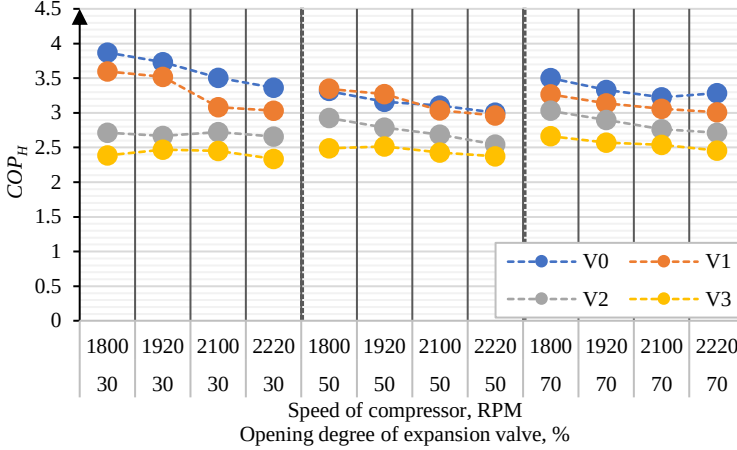


Fig. S3.2. COP during the experiment

However, in some operating points (e.g., low compressor speed and high expansion valve opening), COP improved slightly even at higher volumes. The experimental data confirms that increasing circuit volume allows the heat pump to operate at lower heating capacities, thus broadening its useful operating envelope. The trade-off is a modest reduction in peak efficiency.

Surface modelling based on experimental data

Surface models were generated for heat output and coefficient of performance (COP) using second-degree polynomial functions to generalise the experimental findings. These models describe the dependency of performance on compressor speed (y) and expansion valve position (x) separately for each heat pump circuit volume configuration (V0–V3).

The resulting surfaces are shown in Figure S3.3 (for heat output $Q_{vi}(x,y)$) and Figure S3.4 (for $COP_{vi}(x,y)$), providing a visual understanding of the system's behaviour under different control parameters. The full mathematical form of the polynomial equations can be found in the main body of the dissertation, Section 3.3.1, specifically:

- Equation 3.1 and Table 3.2 for heat output functions $Q_{vi}(x,y)$,
- Equation 3.2 and Table 3.3 for COP functions $COP_{vi}(x,y)$.

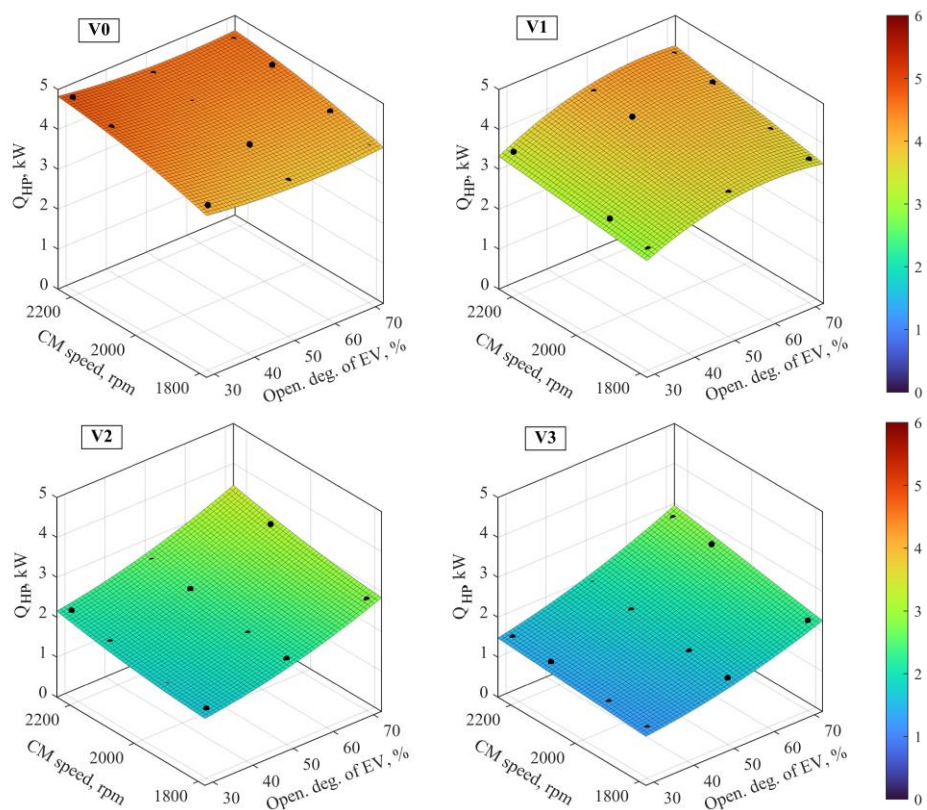
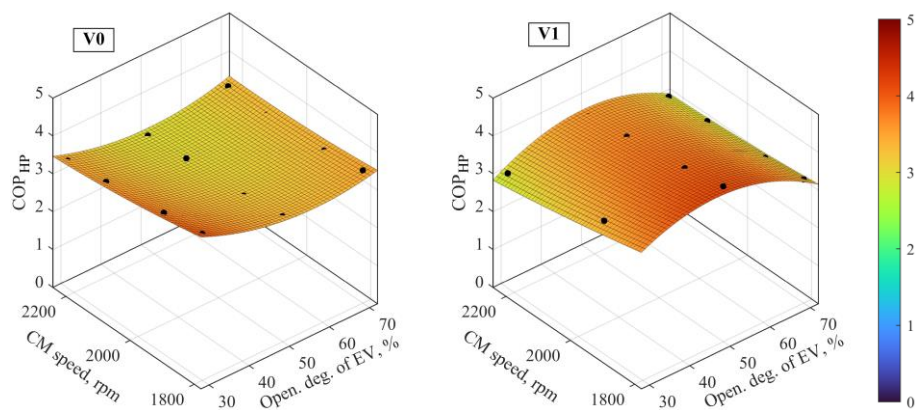


Fig. S3.3. Variation of the heat output of the heat pump with the speed of the compressor and the position of the expansion valve (V0–V3)



End of Fig. S3.4 on the next page

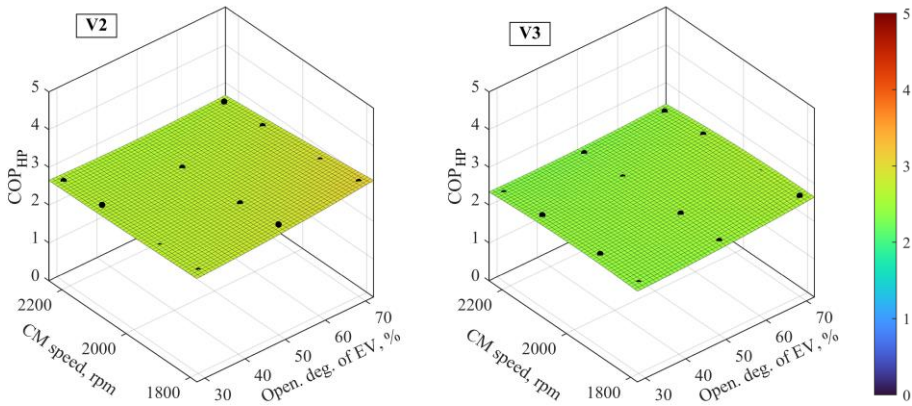


Fig. S3.4. Variation of the COP of the heat pump with the speed of the compressor and the position of the expansion valve (V0–V3)

These models were implemented in MATLAB and formed the basis for the seasonal simulation research described below.

Dynamic simulation and seasonal performance

Based on the developed polynomial surface models, a full-year dynamic simulation was performed using hourly outdoor temperature data (Typical Meteorological Year) for three cities representing different climate zones, i.e., Vilnius, Helsinki, and Milan. The simulation selected optimal control parameter combinations of compressor speed (y) and expansion valve position (x), heat pump circuit volume configuration (V0–V3) for each hour to match the required heating power within a ± 0.034 kW tolerance. If multiple combinations met the demand, the one with the highest COP was selected.

When no valid combination of compressor speed, expansion valve opening and circuit volume could satisfy the heating demand, it was assumed that the electric heater was activated instead, operating with a constant COP of 1.0.

In this section, simulation results are presented only for Vilnius. The corresponding graphs for Helsinki and Milan can be found in the main body of the dissertation under Section 3.3.3, Figures 3.22 and 3.23, respectively.

Figures S3.5 and S3.6 illustrate the simulated heating power and COP values throughout the year in Vilnius for two configurations:

- Control by compressor and expansion valve only (V0) (Fig. 3.20);
- Control by compressor, expansion valve, and circuit volume adjustment (V0–V3) (Fig. 3.21).

In both graphs, the blue line represents the hourly heating demand of the ventilation system. Grey dots indicate hours when the heat pump successfully meets the heating demand (within ± 0.034 kW tolerance). Green dots represent the COP values achieved during those hours. The graph also shows periods when no control combination could meet the required power, and the heat pump remains off (i.e., $Q = 0$ and $COP = 0$).

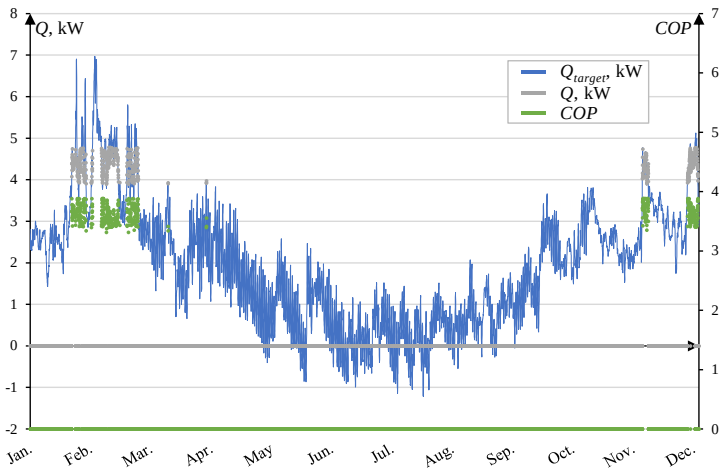


Fig. S3.5. Heating capacity and *COP* of a ventilation system heat pump are controlled by a compressor and an expansion valve. Location: Vilnius, Lithuania

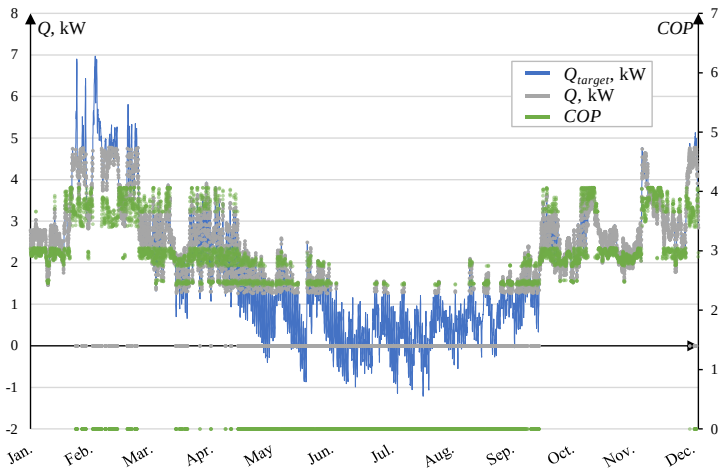


Fig. S3.6. Heating capacity and *COP* of a ventilation system heat pump are controlled by a compressor, an expansion valve and loop volume change (V0–V3). Location: Vilnius, Lithuania

In the V0 case (Fig. S3.5), the heat pump could meet demand only for 558 hours per year. With circuit volume adjustment (V0–V3) (Fig. S3.6), the operating time increased dramatically to 5286 hours/year, covering the majority of the heating season.

Comparative climate study and seasonal indicators

The total operating hours and seasonal coefficients of performance (SCOP) were calculated under both control strategies. The results of the simulation across all three locations are summarised in Table S3.1, which highlights the effect of heat pump circuit volume adjustment on the system's total operating time and seasonal efficiency.

Table S3.1. Annual operating hours and SCOP of the heat pump in different climates

Location	Operating Hours (V0)	Operating Hours (V0–V3)	SCOP (V0)	SCOP (V0–V3)
Vilnius	558 h (6.9%)	5286 h (65.5%)	1.18	2.39
Helsinki	538 h (6.4%)	5858 h (70.0%)	1.17	2.56
Milan	44 h (0.7%)	3848 h (62.5%)	1.02	2.27

Note: Percentages in parentheses represent the share of hours during which the heating demand existed (i.e., the outdoor temperature was below 20 °C), and the heat pump was able to meet it using the selected control strategy.

The results presented in Table S3.1 clearly show the benefits of applying heat pump circuit volume control. In all three locations, the number of annual operating hours increased significantly, from less than 7% to over 60% of the potential heating demand. Simultaneously, the annual SCOP more than doubled in each case.

These results underscore the strong potential of heat pump circuit volume modulation in extending the operating range and improving energy efficiency in ventilation-integrated heat pump systems.

General conclusions

1. Based on the analysis of scientific research, a methodology for investigating a heat pump integrated into a mechanical ventilation system was developed. This methodology uses analytical and experimental studies, numerical modelling, and comparative analysis of results to enable a comprehensive evaluation of how the compressor, expansion valve and adjustable circuit volume affect the parameters of the heat pump's thermodynamic operating cycle.
2. A parametric analysis was conducted using the analytical thermodynamic model of the air handling unit with an integrated heat pump. The analysis showed that to achieve maximum efficiency, as outdoor air temperature increases, the condensation temperature of the heat pump should decrease while the evaporation temperature should increase. This reduces the pressure difference between the high- and low-pressure zones and lowers the compressor's energy consumption. The deviation from these tendencies depends on the specific needs of the ventilation system and the individual heat transfer rates of the heat exchangers. The heat pump's cycle parameters must be dynamically adjusted in response to changing environmental conditions to maintain high efficiency.

3. The influence of different control components on the heat pump's performance parameters was evaluated experimentally:

3.1. Analysis of the heat pump cycles in p - h diagrams showed that the condenser operation is more sensitive to changes in compressor speed than to expansion valve adjustments. Increasing the compressor speed from 1800 to 2220 RPM raised the condensation temperature by an average of 4.81 °C, while the evaporation temperature decreased by 0.97 °C. Reducing the expansion valve opening from 70% to 30% had a more pronounced effect on evaporation temperature, which decreased by an average of 6.21 °C, while the condensation temperature increased by 2.91 °C. Increasing the circuit volume by 17% led to an average reduction in condensation temperature of 3.46 °C and evaporation temperature of 4.79 °C, allowing the cycle to shift uniformly downward on the p - h diagram.

3.2. Implementation of the experimental control component, i.e., circuit volume adjustment, expanded the range of heating power control. Compared to the baseline case, the controllable power range of the heat pump increased by a factor of 3.84, from 3.89–4.82 kW to 1.25–4.82 kW.

3.3. It was determined that as circuit volume increases, the heat pump efficiency (COP) decreases: in case V1, the average COP decreased by 5.14%; in V2 by 18.03%; and in V3 by 26.53%, compared to the baseline case V₀. However, even at reduced efficiency, the heat pump's COP remained higher than that of conventional electric heating devices.

4. Seasonal performance analysis of the heat pump operating in a ventilation system across different climate regions (Vilnius, Helsinki, and Milan) revealed that circuit volume adjustment significantly extended the operating time of the heat pump in all studied locations, compared to standard control (using only the compressor and expansion valve). The results showed that the annual share of effective heating hours increased from 6.91% to 65.49% in Vilnius, from 6.43% to 69.97% in Helsinki, and from 0.72% to 62.54% in Milan. Additionally, the seasonal coefficient of performance (SCOP) improved from 1.18 to 2.39, 1.17 to 2.56, and 1.02 to 2.27, respectively.

Anton FRIK

KINTAMO KONTŪRO TŪRIO ŠILUMOS SIURBLIO VEIKIMO
REŽIMŲ TYRIMAS MECHANINIO VĖDINIMO SISTEMOJE

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,
Mechanikos inžinerija (T 009)

INVESTIGATION OF OPERATING MODES OF A VARIABLE CIRCUIT VOLUME
HEAT PUMP IN A MECHANICAL VENTILATION SYSTEM

Doctoral Dissertation

Technological Sciences,
Mechanical Engineering (T 009)

Lietuvių kalbos redaktorė Laimutė Kertenienė
Anglų kalbos redaktorė Jūratė Griškėnaitė

2025 05 09. 13,8 sp. l. Tiražas 20 egz.
Leidinio el. versija <https://doi.org/10.20334/2025-034-M>
Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Saulėtekio al. 11, 10223 Vilnius,
Spausdino UAB „Ciklonas“
Žirmūnų g. 68, 09124 Vilnius