

TRIVAMZDĖS VRF SISTEMOS SU ATLIEKINE ENERGIJA IR BE JOS ATGAVIMO EFEKTYVUMO TYRIMAS PEREINAMUOJU METŲ LAIKU

Artūras BANUŠKEVIČIUS*, Giedrė STRECKIENĖ

Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Aplinkos inžinerijos fakultetas,
Pastatų energetikos katedra, Saulėtekio al. 11, Vilnius, Lietuva
*El. paštas arturas.banuskevicius@stud.vilniustech.lt

Gauta 2023 m. kovo 6 d.; priimta 2023 m. balandžio 3 d.

Santrauka. Pastatų sektorius tapo didžiausiu pirminės energijos vartotoju pasaulyje. Tai sukuria didžiulį iškastinio kuro suvartojimo mastą ir didelį poveikį aplinkai. Yra pripažinta, kad labai svarbu gerinti pastatų šildymo, vėdinimo ir oro kondicionavimo (ŠVOK) sistemų, kurios sunaudoja beveik pusę visos komercinių pastatų energijos, efektyvumą. Taip pat manoma, kad visame pasaulyje labai padaugės ŠVOK įrenginių, didėjant pastatų mikroklimato ir vidaus komforto poreikiams. Kintamojo šaldymo agento srauto (angl. *variable refrigerant flow*, VRF) sistema, kaip viena iš besiformuojančių ŠVOK technologijų, dešimtmečius buvo ir vis dar yra plačiai naudojama Azijoje, Europoje ir užima sparčiai augančią rinkos dalį Šiaurės Amerikoje. Straipsnyje analizuojama daugianarė oro kondicionavimo sistema, galinti savarankiškai keisti šaldymo agento srautą, priklausomai nuo vėsinimo ar šildymo apkrovos. Nagrinėjama sistemos konfigūracija su šilumos atgavimo funkcija (VRF-HR), kai galima atgauti šilumą iš vidinių įrenginių vėsinamose zonose ir perduoti ją šildomoms patalpoms, taip vienu metu atliekant šildymo ir vėsinimo funkcijas. Kadangi tokia sistema gali panaudoti atliekinę šilumą, mažėja VRF-HR sistemos lauko įrenginio reikalinga galia, palyginti su įprastomis šilumos siurblių sistemomis. Darbe tiriama trivamzdė kintamojo šaldymo agento srauto (VRF) sistema, ruošianti karštą vandenį, pereinamuoju metų laiku, analizuojamas šios sistemos efektyvumas vienu metu ruošiant karštą vandenį, o atliekinę energiją naudojant patalpoms vėsinti. Gauti duomenys lyginami su tradicine VRF sistema atskirai ruošiant karštą vandenį ir vėsinant. Rezultatai parodė, kad kintamojo šaldymo agento sistema su šilumos atgavimo konfigūracija gali būti apie 38 % efektyvesnė ruošiant karštą vandenį, palyginti su tradicinėmis sistemomis be šilumos atgavimo, o vertinant vidaus garintuvų pernešamą vėsos kiekį, gali siekti net iki 80 %. Taip pat sistema su šilumos atgavimo funkcija gali atidėti lauko bloko garintuvo užšalimą, todėl atitirpinimo ciklai gali vykti rečiau, o tai ne tik padidina sistemos efektyvumą, bet ir geriau užtikrina šilumos ar vėsos poreikius bei ilgina sistemos komponentų naudojimo laiką.

Reikšminiai žodžiai: kintamojo šaldymo agento srauto sistema, karšto vandens ruošimas, naudingumo koeficientas, pereinamasis metų sezonas, šilumos atgavimas.

Įvadas

Pagal ES direktyvą 2010/31 pastatų sektorius tapo vienu didžiausių pirminės energijos vartotojų pasaulyje, viršijančiu tiek pramonės, tiek transporto sektorius. Tai lemia didžiulį iškastinio kuro suvartojimo mastą ir didelį poveikį aplinkai. Yra pripažinta, kad labai svarbu gerinti pastatų ŠVOK sistemų, kurios sunaudoja beveik pusę visos komercinių pastatų energijos, efektyvumą (Pérez-Lombard et al., 2008; Yang et al., 2014). Didėjant pastatų mikroklimato ir vidaus komforto poreikiams, kartu auga ŠVOK sistemų rinka. Todėl ŠVOK sistemų efektyvumui skiriama daug dėmesio ir toliau kuriamas bei tobulinamas daugybė energijos taupymo metodų ir technologijų (Chua et al., 2013; Chung, 2011).

Kintamojo šaldymo agento srauto (angl. *Variable Refrigerant Flow*, VRF) sistema, kaip viena iš besiformuojančių ŠVOK technologijų, dešimtmečius pritaikoma įvairiose pasaulio šalyse ir sparčiai plinta Šiaurės Amerikos rinkoje (Aynur, 2010; Sharma & Raustad, 2013).

VRF sistema – tai daugianarė oro kondicionavimo sistema, galinti savarankiškai keisti šaldymo agento debitą, tekančią į atskirų zonų vidinius blokus, atsižvelgiant į vėsinimo ar šildymo apkrovą. Tokioje sistemoje atsiranda daugybė kompleksinių valdymo būdų, įskaitant kintamųjų sūkių ventiliatorių, kintamosios talpos kompresorių su keitiklio „Inverter“ technologija ir elektroninį plėtimosi vožtuvą. Tokiose sistemose gali būti oro arba vandens energijos šaltinio išorinis įrenginys, keli vidaus įrenginiai, šaldymo agento

vamzdynų kontūrai, paskirstymo įrenginiai ir atitinkami sistemos ir zonos valdikliai (Lin et al., 2015).

Pagal oro kondicionavimo funkcionalumą VRF sistemos paprastai galima suskirstyti į du tipus: šilumos siurblio (VRF-HP) ir šilumos atgavimo (VRF-HR). VRF-HP gali šildyti arba vėsinti skirtingas patalpas, tačiau negali vienu metu atlikti abiejų veiksmų. VRF-HR priešingai, gali atgauti šilumą iš vidinių įrenginių vėsinamose zonos, kad galėtų aptarnauti zonas, veikiančias šildymo režimu, ir taip vienu metu gali atlikti šildymo ir vėsinimo funkcijas. Kadangi tokia sistema gali pakartotinai naudoti šilumą, išgaunamą iš vidaus blokų, teoriškai turi sumažėti VRF-HR lauko įrenginio reikiama galia, palyginti su VRF-HP sistemos galia. Šilumos atgavimo režimas paprastai yra ryškesnis pereinamaisiais sezonais arba pritaikant skirtingų zonų poreikių konfigūracijas (pagal orientaciją, naudojimo tipą ir užimtumą), pavyzdžiui, vidutinio ir didelio dydžio komercinės paskirties pastatuose, kuriuose yra didelės duomenų bazės, centrai ar serverių patalpos (Hong et al., 2016, 2017).

Darbo tikslas – ištirti ir įvertinti trivamzdės VRF sistemos su karšto vandens ruošimo funkcija efektyvumą naudojant atliekinę šilumą ir jos nenaudojant.

1. Tyrimo objektas ir eksperimentiniai matavimai

Tyrimo objektas – daugianarė aeroterminė kintamojo šaldymo agento srauto sistema su šilumos atgavimo funkcija (VRF-HR), esanti Vilniaus technologijų ir inžinerijos mokymo centro šilumos siurblių laboratorijoje. Sistemą sudaro 22 kW nominaliosios galios (orinis) lauko blokas, du srautų paskirstymo moduliai bei 5 vidaus blokai, iš kurių 4 – oriniai ir 1 – vandeninis (1 pav.).

1 lentelėje pateikiami įrenginių pavadinimai ir žymėjimai, nominaliosios šildymo ir vėsinimo galios bei šilumokaičių tipai.

1 lentelė. VRF-HR sistemos įrenginių šildymo ir vėsinimo galios bei šilumokaičių tipai

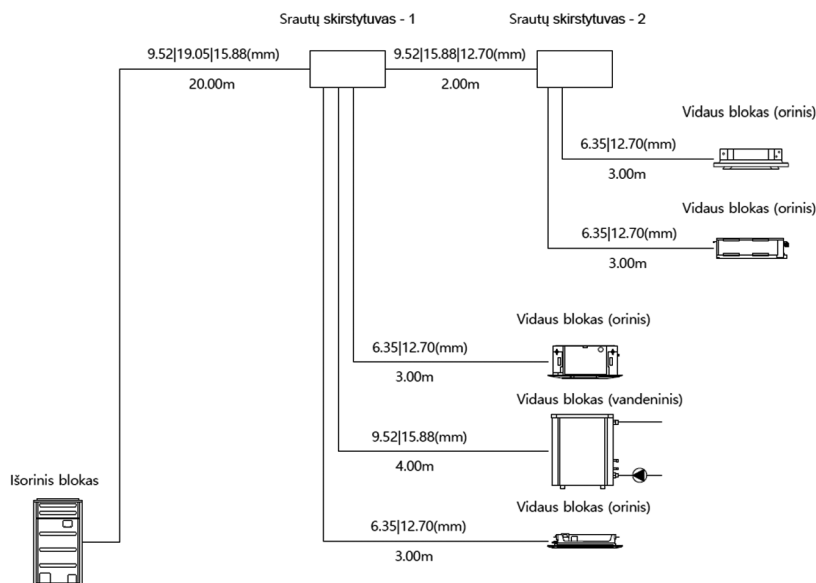
Žymuo	Pavadinimas	Galia (šild./ vės.), kW	Šilumokaičio tipas
Š1	Lauko blokas	22,4 / 22,4	Orinis
Š2	1 krypties kasetė	2,5 / 2,2	Orinis
Š3	Hidraulinės sistemos blokas	16,0 / 14,0	Vandeninis
Š4	4-ių kryptių mini kasetė	1,7 / 1,5	Orinis
Š5	360 apvali kasetė	5,0 / 4,5	Orinis
Š6	Kanalinis blokas	2,5 / 2,2	Orinis

Detalizuota nagrinėjamos sistemos schema pateikta 2 paveiksle. Joje pavaizduotas visas uždaras šaldymo agento kontūras su svarbiausiais komponentais bei jautiklių vietomis.

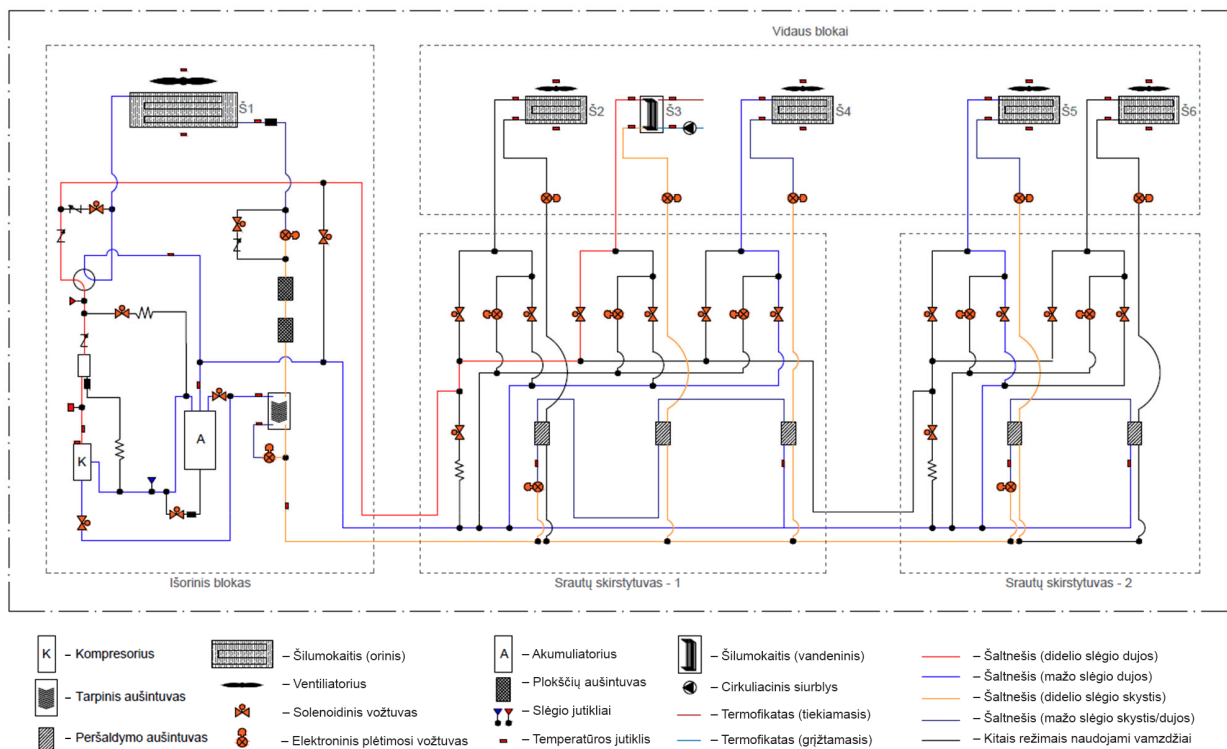
Oriniai įrenginiai yra sumontuoti vienoje patalpoje, tad jie gali šildyti arba vėsinti tik tą pačią erdvę. Įrenginys su vandeniniu šilumokaičiu yra prijungtas prie 200 l karšto vandens talpyklos su 1,9 m² vidiniu gyvutuku. Prie talpyklos yra prijungtas praustuvas, kuriame vartojamas karštas vanduo.

Tiriant sistemos veikimą, buvo atliekami trys eksperimentai tokia tvarka:

1. Vandens šildymas + patalpos vėsinimas vienu metu. Vandeniui šildyti buvo naudojamas Š3 (16,0 kW) šilumokaitis, o patalpai vėsinti – Š2 (2,5 kW), Š4 (1,7 kW) ir Š5 (5,0 kW) šilumokai-



1 paveikslas. Daugianarės kintamojo šaldymo agento srauto sistemos su šilumos atgavimo funkcija principinė schema



2 paveikslas. Detalizuota VRF-HR sistemos skaičiuojamoji schema

čiai. Kadangi šildymo galia viršijo vėsinimo galią, tai lauko bloko šilumokaitis Š1 pagal gamintojo valdymo algoritmus pasirinko atlikti garintuvo funkciją.

2. Tik patalpos vėsinimas. Patalpai vėsinti buvo naudojami Š2 (2,5 kW), Š4 (1,7 kW) ir Š5 (5,0 kW) šilumokaičiai. Lauko bloko šilumokaitis Š1 atliko kondensatoriaus funkciją.

3. Tik vandens šildymas. Vandeniui šildyti buvo naudojamas Š3 (16,0 kW) šilumokaitis. Lauko bloko šilumokaitis Š1 atliko garintuvo funkciją.

Kiekvieno eksperimento matavimo trukmė – 70 min. Eksperimentai buvo atliekami vienas po kito vienodomis lauko oro sąlygomis. Pasirinktos pereinamojo laikotarpio lauko oro sąlygos, kurios yra artimos vidutinei Lietuvos šildymo sezono temperatūrai, t. y. 2 °C lauko oro temperatūra ir 74 % santykinė drėgmė. Tokiomis lauko oro sąlygomis dažnai įvyksta šilumos siurblių garintuvo apšalimai. Eksperimentų atlikimo eiliškumas buvo pasirinktas neatsitiktinai. Antro eksperimento metu, kai lauko bloko šilumokaitis atliko kondensatoriaus funkciją, buvo užtikrinta, kad prieš atliekant trečią eksperimentą šilumokaitis bus visiškai nutirpdytas nuo anksčiau susiformavusio šerkšno.

Atliekant bandymą su vandeniniu šilumokaičiu Š3 buvo nustatytas geriamojo vandens vartojimas – 7,5 l/min, tad viso eksperimento metu tokiu pačiu debitu į karšto vandens talpyklą buvo tiekiamas 10,4 °C vanduo

iš vandentiekio. Talpykloje esantis geriamasis vanduo šildomas per atskirą 1,90 m² ploto vamzdinį, spiralinį šilumokaitį. Sistemai buvo nustatyta pasiekti 50 °C į talpyklos šilumokaitį tiekiamo termofikato temperatūrą.

Atliekant 1-ą ir 2-ą bandymus su oriniais šilumokaičiais Š4 ir Š5, buvo nustatyta atvėsinti patalpą iki 18,0 °C nuo pradinės 24,5 °C patalpos temperatūros. Centrinė radiatorinė sistema patalpoje imitavo nuolatinius 2,6 kW šilumos pritekčius.

Gamintojo pritaikyta sistemos stebėjimo įranga leido įrašyti ir sukaupti įvairių daviklių rodmenis pasirinktu intervalu. Eksperimentinių bandymų matuojamieji dydžiai apibendrintai pateikti 2 lentelėje.

Papildomai buvo išmatuoti kiti skaičiuoti reikalingi parametrai: vandens srauto debitas, pagamintas šilumos kiekis, suvartota elektra ir išpučiamo oro temperatūra, kurie pateikiami 3 lentelėje.

Tyrimo metu taikytos tokios prielaidos:

1. Bandymų metu nevertinami vidaus įrenginiuose naudojamų cirkuliacinių siurblių, ventilatorių ir kitos smulkios automatikos elektros sąnaudos.
2. Orinių įrenginių oro kiekiai, esant švariems filtrams, atitinka gamintojo deklaruojamus oro kiekius esant skirtingiems ventilatoriaus greičiams.
3. Oro specifinė šiluma – 1,005 (kJ/kgK). Vandens specifinė šiluma – 4,186 (kJ/kgK).

Skaičiavimams atlikti buvo taikomos toliau pateiktos formulės.

2 lentelė. Eksperimente matuojami dydžiai ir jų matavimo vienetai

Išorinis blokas			Vidiniai blokai (oriniai blokai, hidraulinės sistemos blokas, srautų paskirstymo modulis)		
	Mat. vnt.	Laiko intervalas		Mat. vnt.	Laiko intervalas
Darbo režimas	–	3 s	Darbinis režimas	–	3 s
Kompresoriaus veikimo dažnis	Hz		Galios poreikis	kW	
Kompresoriaus siekiamas dažnis	Hz		Nustatyta temperatūra	°C	
Kompresoriaus srovės stipris	A		Patalpos temperatūra	°C	
EEV vožtuvų žingsniai	0–2000		Įtekančio šaldymo agento temperatūra	°C	
Keturių kryptių vožtuvų padėtys	ON/OFF		Ištekančio šaldymo agento temperatūra	°C	
Didelis slėgis	kgf/cm ²		EEV vožtuvo žingsnis	0–1000	
Mažas slėgis	kgf/cm ²		Vandens srauto daviklis	ON/OFF	
Kompresoriaus temperatūra	°C		Cirkuliacinis siurblys	ON/OFF	
Tiekiamo šaldymo agento temperatūra	°C		Karšto vandens talpyklos temperatūra	°C	
Lauko oro temperatūra	°C		Įtekančio vandens temperatūra	°C	
Kondensatoriaus temperatūra	°C		Ištekančio vandens temperatūra	°C	
Skystosios fazės temperatūra	°C		Vidinio bloko ventiliatoriaus greitis	–	
Įsiurbimo temperatūra	°C		Peršaldymo aušintuvo ištekanti temperatūra	°C	
Išorinio bloko ventiliatoriaus greičio žingsnis	0–25		Peršaldymo aušintuvo įtekanti temperatūra	°C	

3 lentelė. Papildomi parametrai ir juos matuojantys prietaisai vidaus ir išorės sistemos blokuose

Įrenginys	Matuojamas parametras	Mat. vnt.	Laiko intervalas	Matavimo prietaisai	Komentaras
Vidaus blokas (vandeninis) Š3	Vandens srautas	m ³ /h	–	„Danfoss SonoMeter 30“	Cirkuliacinio siurblio greitis nevaldomas. Išmatuota vieną kartą
	Pagamintas šilumos kiekis	kWh	–	„Danfoss SonoMeter 30“	Rodmenys imami prieš ir po kiekvieno eksperimento
Vidaus blokai (oriniai) Š4, Š5	Išpučiamo oro temperatūra	°C	2 s	„Mastech MS6514“	Dvi termoporos
Išorinis blokas Š1	Išpučiamo oro temperatūra	°C	1 s	„Testo 440“	–
	Suvarotos elektros energijos kiekis	kWh	–	„Orno OR-WE-520“	Rodmenys imami prieš ir po kiekvieno eksperimento

Karštą vandenį ruošiančio kondensatoriaus galia apskaičiuota pagal (1) formulę:

$$Q_k = M_v \times c_v \times (t_{v(is)} - t_{v(i)}), \text{ kJ/s}, \quad (1)$$

čia M_v – vandens masės srautas (kg/s); c_v – vandens specifinė šiluma (kJ/kgK); $t_{v(is)}$ – ištekančio vandens temperatūra (°C); $t_{v(i)}$ – įtekančio vandens temperatūra (°C).

Patalpą vėsinančių garintuvų galios apskaičiuotos pagal (2) formulę:

$$Q_k = M_o \times c_o \times (t_{o(is)} - t_{o(i)}), \text{ kJ/s}, \quad (2)$$

čia M_o – oro masės srautas (kg/s); c_o – oro specifinė šiluma (kJ/kgK); $t_{o(is)}$ – išpučiamo oro temperatūra (°C); $t_{o(i)}$ – įsiurbiamo oro temperatūra (°C).

Patalpų santykinė drėgmė siekė vos 20 %, todėl skaičiuojant nevertinama vandens garo kondensacija.

Šaldymo agento masės srautas kondensatoriuje apskaičiuotas pagal (3) formulę:

$$M_{R410A} = \frac{Q_k}{h_2 - h_1}, \text{ kg/s}, \quad (3)$$

čia Q_k – kondensatoriaus galia (kJ/s); h_1 – šaldymo agento entalpija prieš kondensatorių (kJ/kg); h_2 – šaldymo agento entalpija už kondensatoriaus (kJ/kg).

Kondensatoriaus šiluminis naudingumas nagrinėjama laikotarpiu apskaičiuotas pagal (4) formulę:

$$COP = \frac{Q_k}{E}, \quad (4)$$

čia Q_k – perduotos šilumos kiekis (kWh); E – suvarotos elektros energijos kiekis (kWh).

Vidaus garintuvų vėsinimo naudingumas nagrinėjama laikotarpiu apskaičiuotas pagal 5 formulę:

$$EER = \frac{Q_g}{E}, \quad (5)$$

čia Q_g – perduotos vėsos kiekis (kWh); E – suvartotos elektros energijos kiekis (kWh).

Bendras šildymo ir vėsinimo naudingumas nagrinėjama laikotarpiu apskaičiuotas pagal (6) formulę:

$$\eta = \frac{Q_g + Q_k}{E}, \quad (6)$$

čia Q_g – perduotos vėsos kiekis (kWh); Q_k – perduotos šilumos kiekis (kWh); E – suvartotos elektros energijos kiekis (kWh).

2. Tyrimo rezultatai

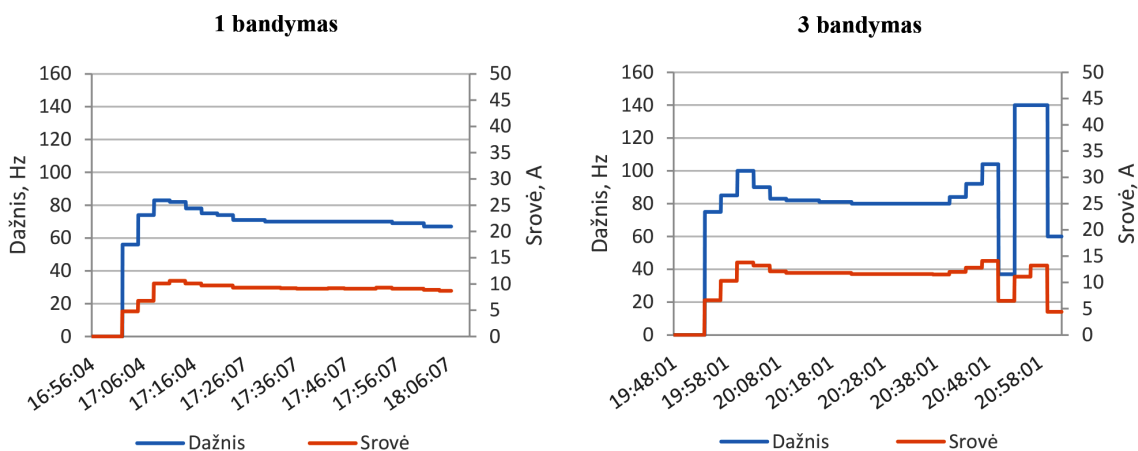
Tyrimo rezultatuose didžiausias dėmesys skiriamas 1-am ir 3-iam bandymams, t. y. kai vyko vandens šildymas. 2-o bandymo rezultatai aptariami skyriaus pabaigoje ir išvadose.

Kompresoriaus dažnio ir srovės stiprio pokytis 1-o ir 3-io eksperimentų metu atvaizduojamas 3 paveiksle.

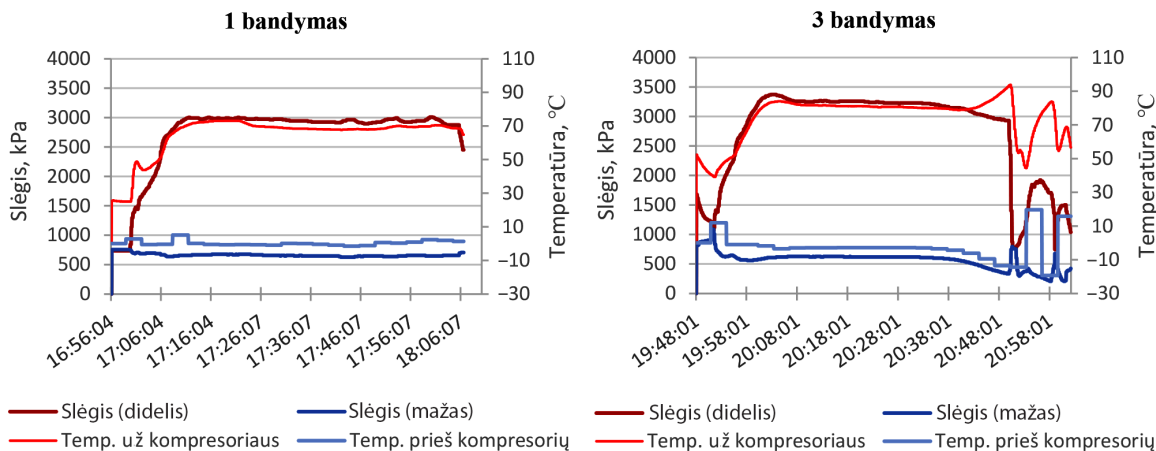
Sistamai dirbant tik šildymo režimu (3 bandymas) ir naudojant tik lauko bloko garintuvą, fiksuojamas didesnis dažnis ir srovės stipris. Sistemai vienu metu dirbant tiek šildymo, tiek vėsinimo režimais, pastebimas vidutiniškai 21 % mažesnis kompresoriaus dažnis ir 24 % mažesnis srovės stipris.

Svarbu paminėti, kad, sistemai veikiant tik šildymo režimu, po 50 min darbo lauko bloko garintuvas apšalo. Toliau pagal sistemos valdymo algoritmus dar 10 min buvo didinamas kompresoriaus dažnis, siekiant užtikrinti reikiamus parametrus. Nepavykus to padaryti ir parametrams tik blogėjant, buvo pradėtas automatinis atitirpinimo ciklas. Jis truko apie 10 min, o kompresoriaus dažnis siekė savo maksimalų – 140 Hz.

Atliekant sistemos bandymą, kai dalis vidaus įrenginių buvo naudojami vėsinti (1 bandymas), lauko bloko garintuvas neužšalo, vizualiai šerkšno taip pat nebuvo matyti, nors lauko oro sąlygos buvo vienodos, eksperimentai buvo atliekami tą pačią dieną. Taip įvyko todėl, kad vėsinimo režimu dirbantys įrenginiai garino šaltnešį šiltose patalpose ir lauko bloko garintuvui teko mažesnė apkrova, o tai sulėtino šilumokaicio ledėjimo procesą.



3 paveikslas. Dažnio ir srovės stiprio pokytis nagrinėjama laikotarpiu



4 paveikslas. Šaldymo agento slėgių ir temperatūrų pokyčiai nagrinėjama laikotarpiu

Šaldymo agento slėgio ir temperatūros pokyčiai prieš kompresorių ir už jo vaizduojami 4 paveiksle. Atlikti matavimai parodė, kad sistemai veikiant tik šildymo režimu didelis slėgis siekė apie 3300 kPa, o žemas – apie 600 kPa. Išeinančio iš kompresoriaus šaldymo agento temperatūra siekė apie 80 °C. Prasidėjus lauko bloko šilumokaičio apšalimui, matyti, kad tiek didelis, tiek mažas slėgis pradėjo kristi. Kompresoriaus dažnio padidėjimas sukėlė tiekiamo šaldymo agento temperatūrą iki 90 °C, tačiau slėgių sukelti nepavyko, todėl sistema pradėjo atitirpinimo ciklą.

1-o bandymo metu didelis slėgis siekė 3000 kPa, išeinančio šaldymo agento temperatūra – apie 70 °C, o mažas slėgis pakilo labai nedaug, bet šiek tiek padidėjo grįžtančio į kompresorių šaldymo agento temperatūra, o tai iš dalies galėjo nulemti mažesnę kompresoriaus dažnį nei 3-io bandymo metu.

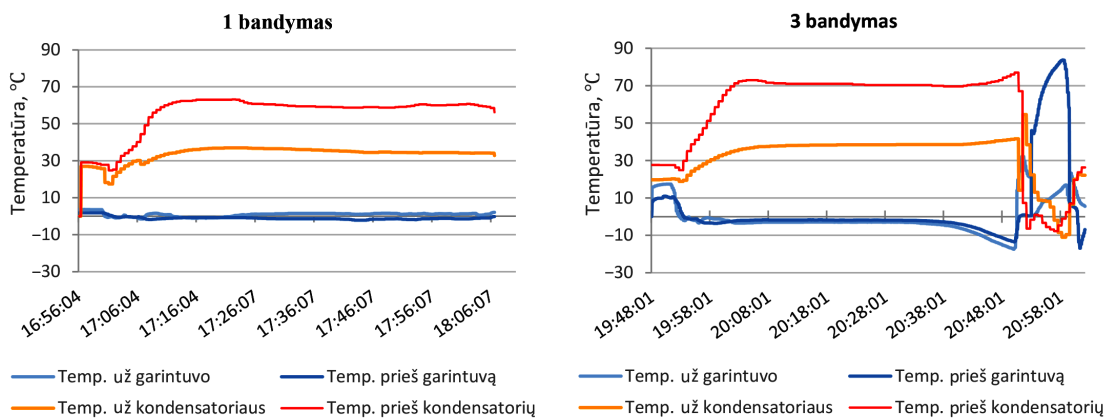
Nagrinėjant į kondensatorių ir lauko bloko garintuvų įtekančio bei ištekančio šaldymo agento temperatūras (5 pav.), pastebima, kad 3-io bandymo metu į kondensatorių tiekiamo šaldymo agento temperatūra siekia apie 70 °C, o 1-o bandymo metu ji svyruoja apie 60 °C. 3-io bandymo metu, nuo 20:38:01 iki 20:48:01, puikiai matomos lauko bloko šilumokaičio apšalimo pasekmės. 10 min iki bandymo pabaigos matyti įvykstantis

atitirpinimo ciklas bei kaip į lauko bloko garintuvą (atitirpinimo metu būtų tikslinga vadinti kondensatoriumi) teka aukštos temperatūros šaltnešis.

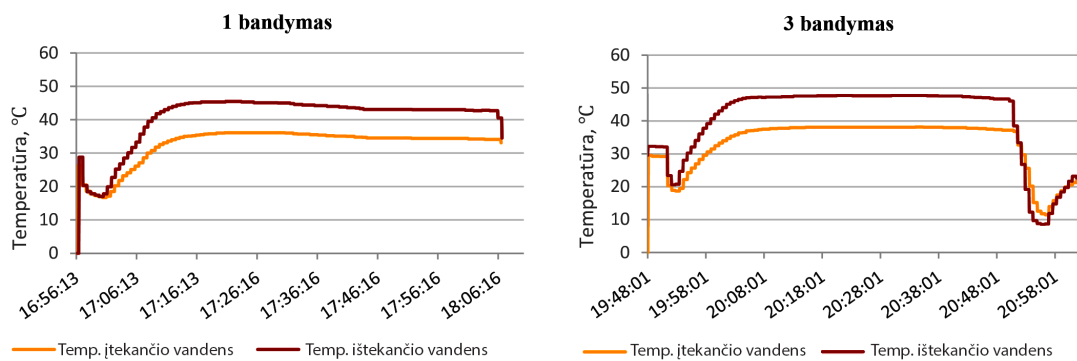
Į kondensatorių įtekančio ir ištekančio vandens temperatūros atvaizduojamos 6 paveiksle. 1-o bandymo metu ištekančio vandens temperatūra vidutiniškai siekė 45 °C, o 3-io bandymo metu – 48 °C, kai įrenginiui abiem atvejais buvo nustatyta 50 °C ištekančio vandens temperatūra. Taip pat diagramoje matyti, kad 1-o bandymo metu sistema pradėjo ruošti karštą vandenį su 2–3 °C mažesne pradine grįžtamąja temperatūra, todėl daroma prielaida, kad tai galėjo nulemti mažesnę ištekančio vandens temperatūrą 1-o bandymo metu. Abiejų bandymų metu karšto vandens vartojimas buvo vienodas ir siekė 7,5 l/min. Dėl šalto įtekančio vandens galios poreikis viršijo kondensatoriaus galią, todėl abiejų bandymų metu nustatyta temperatūra nebuvo pasiekta.

Taip pat, likus 10 min iki 3-io bandymo pabaigos, matyti, kaip keitėsi vandens temperatūros atitirpinimo ciklo metu. Įtekančio į kondensatorių vandens temperatūra nukrito net iki 12 °C, o ištekančio – iki 9 °C. Taip nutiko dėl nenutrūkstamo didelio vandens vartojimo.

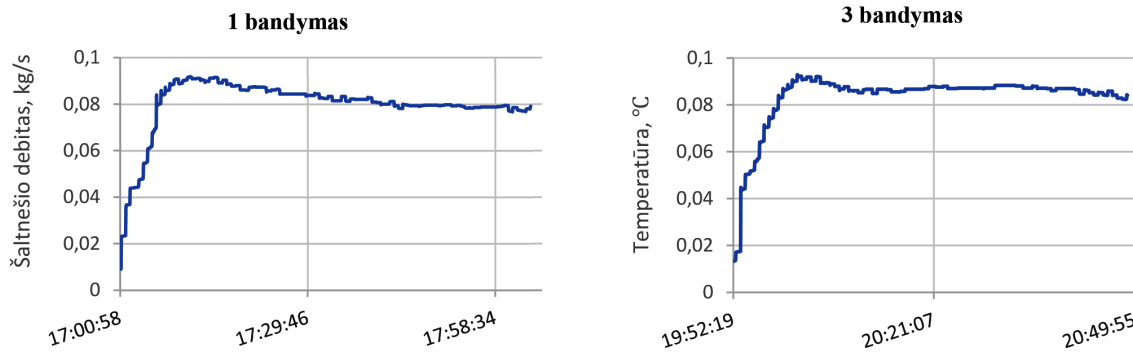
Buvo apskaičiuoti šaldymo agento masės srautai, kurių palyginimas pateikiamas 7 paveiksle. Svarbu paminėti, kad šaldymo agento srautai atvaizduojami tik 60 min



5 paveikslas. Kondensatoriaus ir lauko bloko garintuvo temperatūros nagrinėjamu laikotarpiu



6 paveikslas. Į kondensatorių įtekančio ir ištekančio vandens temperatūros nagrinėjamu laikotarpiu



7 paveikslas. Šaldymo agento debitas kondensatoriuje

laikotarpiu iki 3-io bandymo metu vykusio atitirpinimo ciklo pradžios. Buvo nustatyta, kad 1 bandymo metu šaldymo agento debitas buvo kiek mažesnis nei 3-io bandymo metu.

Esant mažesniai temperatūrų skirtumui tarp į kondensatorių įtekančio ir ištekančio šaldymo agento temperatūrų (5 pav.) bei mažesniai debitui, nustatyta, kad 1-o bandymo metu per 60 min darbo kondensatoriaus galia ir perduotas šilumos kiekis buvo mažesni. Tačiau įvertinus visas 70 min darbo kartu su 3-io bandymo metu įvykusiu atitirpinimo ciklu, nustatyta, kad 1-o bandymo metu buvo perduotas didesnis šilumos kiekis. Tą parodo ir šilumos skaitiklio duomenys, pateikti 4 lentelėje. Taip pat joje nurodyti elektros skaitiklio duomenys ir apskaičiuotas sistemos energinis efektyvumas.

Iš 4 lentelėje pateiktų duomenų matyti, kad per visą matavimo laikotarpį 1-o bandymo metu buvo perduota 13 kWh šiluminės energijos, o 3-io bandymo metu – 16 kWh. Taip pat buvo apskaičiuotas 2-o bandymo metu pagamintas vėsos kiekis, kuris siekia 7,54 kWh. 3-io bandymo metu pagamintas vėsos kiekis yra mažesnis ir

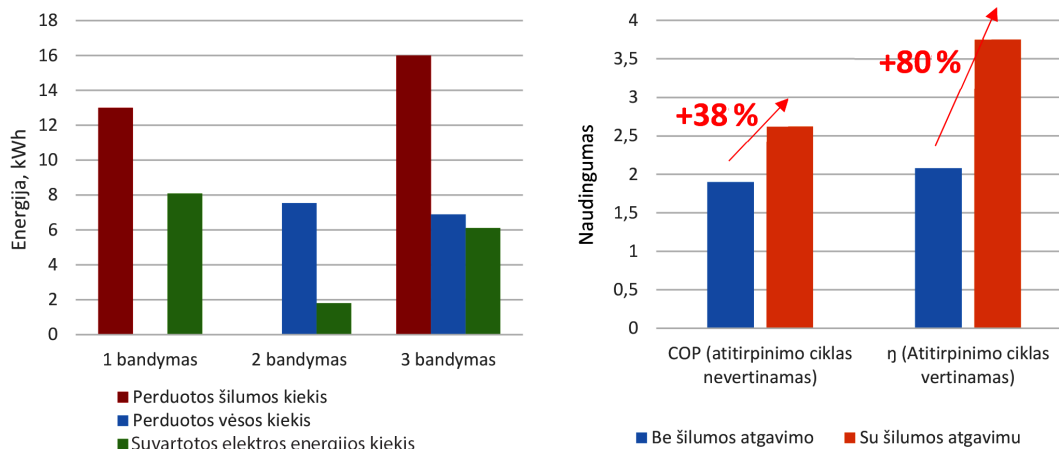
siekia 6,89 kWh. Tą galėjo nulėmti ne visai vienodi šilumos pritekiai patalpoje ir pradinės sąlygos.

Gauti rezultatai parodė (8 pav.), kad, vertinant visą eksperimento laikotarpį bei visus perneštos naudingosios energijos kiekius, sistemos su šilumos atgavimo funkcija naudingumas yra net 80 % didesnis. Tokių didelių skirtumą lėmė tai, kad sistemai su šilumos atgavimo funkcija nebuvo poreikio atlikti atitirpinimo ciklo, nes apie 50 % šaldymo agento buvo išgarinama patalpų viduje esančiuose garintuvuose ir lauko bloko garintuvui teko mažesnė apkrova. Taip pat patalpų viduje esanti šiluma užtikrino efektyvesnį šaldymo agento išgarinimą, tad padidėjo kondensatoriaus naudingumo koeficientas (COP). O perduotas vėsos kiekis nereikalavo papildomo kompresoriaus darbo.

Kitas palyginimas pateikiamas vertinant tik kondensatoriaus šiluminį naudingumą (COP) iki atitirpinimo ciklo pradžios. Rezultatai parodė, kad, naudojant šilumos atgavimo sistemą, šiluminis naudingumas yra vis vien didesnis ir siekia net 38 %. Tai nulėmė tos pačios priežastys, t. y. dalinis šaldymo

4 lentelė. Energijos skaitiklių duomenys ir apskaičiuotas efektyvumas

1 bandymas (tik šildymas)	2 bandymas (vėsinimas)	3 bandymas (šildymas ir vėsinimas)
Šilumos skaitiklio duomenys	Apskaičiuotas pagamintos vėsos kiekis	Šilumos skaitiklio duomenys
13 kWh	7,54 kWh	16 kWh
Elektros skaitiklio duomenys (iki atitirpinimo)		Apskaičiuotas pagamintos vėsos kiekis
6,85 kWh		6,89 kWh
Elektros skaitiklio duomenys (po atitirpinimo)	Elektros skaitiklio duomenys	Elektros skaitiklio duomenys
8,09 kWh	1,80 kWh	6,11 kWh
Sistemos energinis efektyvumas (COP) (iki atitirpinimo)	Sistemos energinis efektyvumas (EER)	Sistemos energinis efektyvumas (COP)
1,90		2,62
Sistemos energinis efektyvumas (COP) (po atitirpinimo)		Bendras energinis efektyvumas (η)
1,61		
Bendras energinis efektyvumas (η)	3,75	
2,08		



8 paveikslas. Rezultatų suvestinė

agento išgarinimas šiltose patalpose, priešingai nei sistemos, kuri visą šaltnešį garina lauke nepalankiomis oro sąlygomis.

Daugiafunkcės šilumos siurblių sistemos, kurios gali tiek šildyti, tiek vėsinti, tiek ruošti karštą vandenį, buvo pristatytos įvairiuose dokumentuose. Ji et al. (2003) eksperimentiškai ištyrė daugiafunkčę šilumos siurblių sistemą patalpoms kondicionuoti ir buitiniam karštam vandeniui šildyti. Sistemos COP buvo atitinkamai 4,02, 3,25 ir 2,72 vėsinimo režimu su vandens funkcija, tik su vandens ruošimo funkcija ir tik šildant. Shao et al. (2004) atliko eksperimentinį inverterinio šilumos siurblio sistemos su karštu buitiniu vandeniu tyrimą penkiais skirtingais veikimo režimais: tik vėsinimo, vėsinimo su vandens ruošimu, tik šildymo, šildymo su vandens pašildymu ir tik su vandens šildymu. Gauta, kad sistemos energijos vartojimo efektyvumo koeficientas (EER) vėsinimo sistemoje su ruošimo funkcija ir šildymo sistemoje su vandens ruošimo funkcija buvo didesnis nei 90 % ir 10 %, palyginti su atitinkamai tik su vėsinimo ir tik su šildymo režimais.

Jiang et al. (2011) pasiūlė ir pritaikė daugiafunkcio šilumos siurblio sistemos EEV valdymo schemą, kuri gali užtikrinti karštą vandenį, patalpų vėsinimą, patalpų vėsinimą ir karštą vandenį bei grindų šildymą. Jie parodė, kad sistemos COP buvo atitinkamai 4,1 ir 3,3 tik vandens ruošimo ir grindų šildymo režimais. O sistemos vėsinimo ir vandens ruošimo režimo COP buvo 9 % didesnis nei sistemos, veikiančios tik vėsinimo režimu.

Hong et al. (2016, 2017) nustatė, kad šilumos atgavimo režimas paprastai yra ryškesnis pereinamaisiais sezonais arba pritaikant skirtingų zonų poreikių konfigūracijas (pagal orientaciją, naudojimo tipą ir užimtumą), pavyzdžiui, vidutinio ir didelio dydžio komercinės paskirties pastatuose, kuriuose yra didelės duomenų bazės, centro ar serverio kambariai.

Išvados

1. Tyrimas parodė, kad, esant tipinei Lietuvos šildymo sezono vidutinei temperatūrai, daugianarė kintamojo šaldymo agento sistema su šilumos atgavimo konfigūracija gali būti apie 38 % efektyvesnė ruošiant karštą vandenį, palyginti su tradicinėmis sistemomis be šilumos atgavimo, o vertinant vidaus garintuvų pernešamą vėsos kiekį, gali siekti net iki 80 %. Svarbu tinkamai projektuoti VRF-HR sistemas taip, kad būtų sukurtas kuo geresnis balansas tarp šilumos ir vėsos poreikių. Taip energija bus panaudojama pastato viduje esamoms reikmėms ir mažiau jos bus iššvaistoma į aplinką.
2. Kitų mokslininkų atlikti tyrimai taip pat parodė, kad VRF-HR sistemos, kurios vienu metu atlieka karšto vandens ruošimo, šildymo ir vėsinimo funkcijas, gali būti 30–90 % efektyvesnės, palyginti su tradicinėmis sistemomis be šilumos atgavimo. Tai priklauso ne tik nuo pastato poreikių, bet ir lauko oro sąlygų.
3. Sistema su šilumos atgavimu gali atidėti lauko bloko garintuvo užšalimą, todėl atitirpinimo ciklai gali vykti rečiau, o tai ne tik padidina sistemos efektyvumą, bet ir geriau užtikrina šilumos ar vėsos poreikius, ilgina sistemos komponentų naudojimą laiką.
4. Naudojant šilumos atgavimo konfigūraciją ir vienu metu atliekant vėsinimo bei šildymo funkcijas, maksimali kondensatorių galia gali kristi. Tą parodė atliktas tyrimas, tačiau tai priklauso nuo daugelio veiksnių, įskaitant ir gamintojų valdymo algoritmus. Reikėtų detaliau išnagrinėti šią koreliaciją.

Literatūra

- Aynur, T. N. (2010). Variable refrigerant flow systems: A review. *Energy and Buildings*, 42(7), 1106–1112. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.01.024>

- Chua, K. J., Chou, S. K., Yang, W. M., & Yan, J. (2013). Achieving better energy-efficient air conditioning – A review of technologies and strategies. *Applied Energy*, 104, 87–104. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.10.037>
- Chung, W. (2011). Review of building energy-use performance benchmarking methodologies. *Applied Energy*, 88(5), 1470–1479. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.11.022>
- Hong, T., Sun, K., & Zhang, R. (2017, August). The new variable refrigerant flow system models in EnergyPlus: Development, implementation and validation. In *Proceedings of Building Simulation 2017: 15th Conference of IBPSA* (pp. 765–772). San Francisco. <https://doi.org/10.26868/25222708.2017.194>
- Hong, T., Sun, K., Zhang, R., Hinokuma, R., Kasahara, S., & Yura, Y. (2016). Development and validation of a new variable refrigerant flow system model in EnergyPlus. *Energy and Buildings*, 117, 399–411. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.09.023>
- Ji, J., Chow, T., Pei, G., Dong, J., & He, W. (2003). Domestic air-conditioner and integrated water heater for subtropical climate. *Applied Thermal Engineering*, 23(5), 581–592. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00228-4](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00228-4)
- Jiang, M. L., Wu, J. Y., & Wang, R. Z. (2011). Research on refrigerant flow characteristics and performance of a multi-functional heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 52(6), 2323–2328. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.12.034>
- Lin, X., Lee, H., Hwang, Y., & Radermacher, R. (2015). A review of recent development in variable refrigerant flow systems. *Science and Technology for the Built Environment*, 21(7), 917–933. <https://doi.org/10.1080/23744731.2015.1071987>
- Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., & Pout, C. (2008). A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings*, 40(3), 394–398. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.03.007>
- Shao, S., Shi, W., Li, X., & Ma, J. (2004). A new inverter heat pump operated all year round with domestic hot water. *Energy Conversion and Management*, 45(13), 2255–2268. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.10.013>
- Sharma, C., & Raustad, R. (2013, June). Compare energy use in variable refrigerant flow heat pumps field demonstration and computer model. In *Conference: ASHRAE Annual Meeting*. Denver, United States. <https://www.osti.gov/biblio/1093846>
- Yang, L., Yan, H., & Lam, J. C. (2014). Thermal comfort and building energy consumption implications – A review. *Applied Energy*, 115, 164–173. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.10.062>

INVESTIGATION OF ENERGY EFFICIENCY OF A THREE-PIPE “VRF” SYSTEM WITH AND WITHOUT WASTE ENERGY RECOVERY IN TRANSITIONAL SEASONS

A. BANUŠKEVIČIUS, G. STRECKIENĖ

Abstract. Building sector has become the largest consumer of primary energy in the world. This leads to a huge consumption of fossil fuels and a large impact on the environment. It is recognized that improving heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems, which consume almost half of all commercial building energy, is critical. It is also estimated that there will be a significant increase in HVAC installations around the world, as the demands for indoor comfort in buildings increase. The variable refrigerant flow (VRF) system, as one of the emerging HVAC technologies, has been and is still widely used in Asia, Europe and has a rapidly growing market share in North America for decades. The article analyzes a multi-unit air conditioning system that can independently change the refrigerant flow depending on the cooling or heating load. The system configuration with heat recovery (VRF-HR) can recover heat from the indoor units in the cooling zones and transfer it to the heating zones, simultaneously performing heating and cooling functions. Since such a system can use waste heat, the required power of the outdoor unit of VRF-HR system is reduced compared to conventional heat pump systems. The work investigates a three-pipe variable refrigerant flow (VRF) system with hot water preparation in the transition season, analyzes the efficiency of this system in simultaneously preparing hot water, and using waste energy for cooling. The obtained data are compared with the traditional VRF system for separate preparation of hot water and cooling. The results showed that a variable refrigerant system with a heat recovery configuration can be about 38% more efficient in hot water preparation compared to traditional systems without heat recovery. And when evaluating the amount of coolness transferred by internal evaporators, it can reach up to 80%. Also, a heat recovery system can delay freezing of the outdoor unit's evaporator, so defrost cycles can occur less often, which not only increases system efficiency, but also better meets heat or cooling needs and extends the life of system components.

Keywords: variable refrigerant flow system, hot water preparation, energy efficiency, transitional season, heat recovery.