

Environmental engineering Aplinkos inžinerija

ŠILUMOS SIURBLIO INTEGRAVIMO CENTRALIZUOTO ŠILUMOS TIEKIMO SISTEMOJE ATVEJO ANALIZĖ

Artur ROGOŽA ^{*}, Giedrius ŠIUPŠINSKAS , Juozas BIELSKUS

Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Vilnius, Lietuva

Gauta 2021 m. liepos 9 d.; priimta 2021 m. rugsėjo 3 d.

Santrauka. Šilumos siurblių diegimas centralizuoto šilumos tiekimo (CŠT) sistemose yra viena perspektyviausių technologijų, padedančių padidinti šilumos tiekimo efektyvumą, panaudojant atsinaujinančius energijos išteklius ir mažinant šilumnešio temperatūras tinkluose. Šilumos siurblių įrengimo CŠT sistemose galimybės yra labai plačios, tačiau dažniausiai pagrindinis jų taikymo tikslas susijęs su tiekiamo šilumnešio temperatūros didinimu atskirų vartotojų ar jų grupių šilumos punktuose. Šiame straipsnyje aprašomas tyrimas, kurio metu buvo analizuojamos individualaus šilumos siurblio integravimo pastato šilumos punkte galimybės, siekiant sumažinti šilumnešio temperatūrą grįžtamojoje linijoje. Tyrimo rezultatai atskleidė pastato šilumos poreikio sumažėjimo iš CŠT tinklo, šilumos siurblio galios, naudingo veikimo koeficiento (COP) ir grįžtamosios temperatūros sumažėjimo priklausomybes.

Reikšminiai žodžiai: centralizuotas šilumos tiekimas, šilumos siurbliai, žemų temperatūrų šilumos tiekimas, naudingo veikimo koeficientas (COP).

Įvadas

Pastaruosiu metu statybų sektoriui tenka daugiau nei trečdalis galutinių energijos sąnaudų ir didžiausia šiltnamio efektą sukeliančių dujų dalis iš visų ūkio šakų. Aprūpinant pastatus šiluma, centralizuotas šilumos tiekimas (CŠT) gali reikšmingai prisidėti prie efektyvesnio energijos išteklių, atsinaujinančios ir atliekinės energijos vartojimo. Žemų temperatūrų šilumos tiekimas yra šildymo technologija efektyviai, ekologiškai ir ekonomiškai pastatų aprūpinimui šiluma. Žemų šilumnešio temperatūrų režimų yra veikiamos abi CŠT sistemos pusės – tiek vartojimo (pastatų inžinerinės sistemos), tiek gamybos (šilumos tinklų savybės ir energijos šaltiniai). Toks režimas yra ypač tinkamas pastatams, kuriems reikalingas tik žemų temperatūrų šildymas, tačiau taikant naujas ir prieinamas technologijas tokiu būdu galima šildyti ir labiausiai paplitusius pastatus – su aukštų temperatūrų šildymo sistemomis. Tradiciškai CŠT tinklais yra tiekiamas šilumnešis iki (o kartais didesnės kaip) 100 °C temperatūros (3-iosios kartos CŠT sistema). Esant žemų temperatūrų CŠT, tiekiamo šilumnešio temperatūra yra sumažinama iki 50 °C arba dar žemesnės (4-osios kartos CŠT). Taigi, į CŠT sistemą integruojant žemų temperatūrų ir tinkamai suprojektuotus tinklus, šilumos nuostolius vamzdynuose galima sumažinti iki 75 % (Li et al., 2017).

Šilumos siurblių naudojimas CŠT sistemose yra viena perspektyviausių technologijų, padedančių padidinti šių sistemų efektyvumą ir pasiekti 2030 ir 2050 m. Europos energetikos ir klimato tikslus (Europos Parlamentas, 2019). Pagrindiniai tinkamos šilumos siurblio sistemos pasirinkimo kriterijai yra šilumos šaltinis, šilumos siurblio technologija ir šilumos poreikiai. Šie kriterijai sudaro techninį trikampį, kuris turėtų būti naudojamas kaip instrumentas, leidžiantis šilumos siurblių integruoti į CŠT sistemą (Sayegh et al., 2018). Šilumos siurblių įrenginiai gali būti montuojami atskiruose pastatuose arba kaip šilumos gamybos įrenginiai CŠT tinkluose, jie gali būti išdėstyti kaip centrinis, vietinis arba individualus šilumos šaltinis ir prijungti prie CŠT tinklo nuosekliai arba lygiagrečiai. Šilumos siurblys, kurį elektra ir šiluma aprūpina kogeneracinė jėgainė, pasižymi ypač dideliu efektyvumu ir pagerina energijos gamybos bei vartojimo valdymą energetinėje sistemoje (Ommen et al., 2014), tačiau toks šilumos siurblio įdiegimas įmanomas tik pačiame šilumos šaltinyje – kogeneracinėje jėgainėje. Individualus šilumos siurblys, naudojantis CŠT tinklo tiekimo liniją kaip šilumos šaltinį, tiekia aukštesnės temperatūros šilumnešį karštam vandeniui ruošti ir patalpoms šildyti. Įrengus šilumos siurblių pastate ir naudojant CŠT grįžtamosios linijos šilumnešį kaip šilumos šaltinį,

*Autorius susirašinėti. El. paštas artur.rogoza@vilniustech.lt

sumažėja grįžtamosios linijos temperatūra. Pereinant prie žemų tiekimo temperatūrų CŠT sistemoje, labai svarbu kuo labiau mažinti grįžtamąją temperatūrą. Apytiksliai skaičiavimai rodo, kad sumažintos grąžinimo temperatūros ekonominė nauda gali svyruoti nuo 0,05 iki 0,5 EUR/MWh °C (Frederiksen ir Werner, 2013). Diegiant individualius šilumos siurblius, CŠT sistema gali veikti žemesnėje temperatūroje, dėl to padidėja centrinio šilumos siurblio naudingo veikimo koeficientas (COP) ir žymiai sumažėja šilumos nuostoliai tinkle. Tokiu būdu padidėja bendras CŠT sistemos efektyvumas. Be to, centrinio šilumos siurblio su individualiais šilumos siurbliais derinys yra žymiai geresnis nei individualių katilinių ar šilumos siurblių naudojimas (Østergaard ir Andersen, 2016). Šilumos siurblių COP taip pat priklauso nuo siurblyje naudojamų šilumnešių. Nustatyta, kad vietoj grynųjų fluidų kaip darbinį agentą naudojant jų mišinius, individualių šilumos siurblių naudingo veikimo koeficientas gali padidėti net iki 50 % (Zühlsdorf et al., 2018). Siekiant, kad vartotojams būtų patrauklu įsirengti individualų šilumos siurblių šilumos punkte (pvz., statant namą), investicijos turėtų būti mažesnės nei skaičiuojamoji gryoji dabartinė vertė per skaičiuojamąjį laikotarpį. Kita vertus, jei CŠT įmonė investuotų į šiuos įrenginius, individualių šilumos siurblių kaina galėtų būti ir didesnė atsižvelgiant į visos CŠT sistemos individualių šilumos siurblių įrengimo projekto grynąją dabartinę vertę (Østergaard ir Andersen, 2018). Toks investicinis modelis yra patrauklesnis, nes galima išvengti finansinių kliūčių galutinio vartotojo pradinėms investicijoms, o tai ypač svarbu naujų ir modernizuotų pastatų valdytojams (Vivian et al., 2018). Individualūs šilumos siurbliai gali būti integruoti pirminėje arba antrinėje šilumos punkto pusėje (Ommen et al., 2017). Pastatuose, kuriuose yra karšto vandens cirkuliacinė linija, reikalinga joje palaikyti ne mažesnę kaip 50 °C temperatūrą, todėl į tinklus grąžinamas aukštos temperatūros šilumnešis ir reikalinga didesnė nei 55 °C CŠT temperatūra. To galima išvengti naudojant šilumos siurblių, kuris aušina iš CŠT tinklų tiekiamą šilumnešį nuo 50 °C iki 20 °C, o cirkuliacijos kontūrą sušildo iki 55 °C. Šios koncepcijos nauda yra ir ta, kad CŠT šilumnešio srautas į šilumos siurblių taip pat užtikrina momentinį šilumokaičio karšto vandens pašildymą (Yang, 2016). Tiek centrinis, tiek individualus šilumos siurblys, utilizuodamas grįžtamosios CŠT linijos šilumą ir sumažindamas grįžtančiojo šilumnešio temperatūrą, gali būti naudojamas CŠT sistemose siekiant pagerinti šilumos šaltinio degimo produktų ekonomaizerio efektyvumą (Zajacs et al., 2020), tai dar labiau padidina ir bendrą CŠT sistemos efektyvumą.

Šilumos siurblių integravimo CŠT sistemose tiriamieji darbai rodo, kad šilumos siurblių įrengimo vietos ir jų šilumos šaltinių pasirinkimo galimybės yra labai plačios, tačiau kartu priklauso nuo konkrečios vietovės atsinaujinančių energijos išteklių prieinamumo, CŠT tinklo ypatybių, CŠT sistemos šaltinio tipo, vartotojų poreikių bei jų šildymo sistemų temperatūrinių režimų. Dažniausiai naudojami individualūs šilumos siurbliai (atskiro pastato šilumos punkte) žemų temperatūrų tiekimo tinkluose, kai yra poreikis pakelti tiekiamo šilumnešio temperatūrą karštam vandeniui

ruošti (angl. *booster heat pump*). Vis dėlto yra sprendimų, kai aukštų temperatūrų tinkluose vartotojai prijungiami prie grįžtamosios CŠT linijos, o naudojant šilumos siurblių vartotojui pakeliama šilumnešio temperatūra iki reikiamos. Ir pirmuoju, ir antruoju atveju šilumos siurblio šilumos šaltinis – CŠT tinklais skirstoma šiluma, o tikslas – mažinti šilumnešio temperatūros tiekimo ir / ar grįžtamojoje linijoje bei didinti bendrą sistemos efektyvumą.

Šiame straipsnyje aprašomas tyrimas, kurio tikslas – ištirti individualaus šilumos siurblio integravimo pastato šilumos punkte galimybes, siekiant sumažinti šilumnešio temperatūrą grįžtamojoje linijoje, ir įvertinti tokio sprendimo energinį efektyvumą.

1. Tyrimo objektas

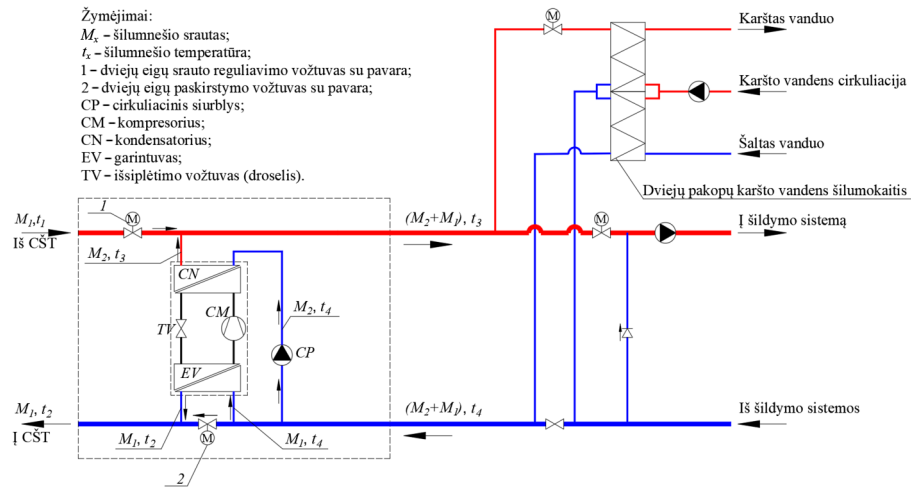
Tyrimo objektu pasirinktas šiaurės Lietuvoje esantis tipinis 5 aukštų daugiabutis namas, pastatytas 1976 metais. Pastatas yra su rūsiu ir sutapdintu stogu, 3 laiptinių, name yra 45 butai. Bendras šildomas pastato plotas – 2638 m². 2018 metais pastatas buvo modernizuotas, atliktas fasado sienų, cokolio šiltinimas ir vėdinamo fasado apdailos įrengimas, stogo šiltinimas ir naujos dangos įrengimas, langų ir durų keitimas, balkonų stiklinimas, pastato inžinerinių sistemų atnaujinimas (vienvamzdės šildymo sistemos keitimas į dvivamzdę keičiant šildymo prietaisus ir įrengiant termostatinis ventilius).

Pastatas aprūpinamas šiluma iš CŠT tinklų, prie kurių prijungtas pagal priklausomą schemą. Daugiabutyje oras patenka į patalpas natūraliu būdu, o ištraukimas organizuojamas per oro ištraukimo šachtas iš tualetų, vonios, dušo ir virtuvės patalpų. Karštas vanduo ruošiamas pastato šilumos punkte dviejų pakopų šilumokaityje užtikrinant reikiamą cirkuliaciją. 2020 metais bendras šilumos poreikis sudarė apie 206 MWh, iš kurių 46,6 MWh teko karšto vandens ruošimui, o 33 MWh cirkuliacijai užtikrinti. Šilumos sąnaudos šildymui analizuotais metais sudarė 125,8 MWh (47,7 kWh/m²). Pastatas yra klimato zonoje, kurioje šildymo sezonas trunka 218 parų (nuo 09 26 iki 05 02), vidutinė šildymo sezono temperatūra 0,1 °C, o dienolaispnių skaičius 3902. Perskaičiavus faktines šilumos sąnaudas šildymui norminėmis sąlygomis, jos padidėja iki 160 MWh (60,6 kWh/m²).

Projektinė modernizuoto pastato šiluminė galia šildymui 107 kW (40,6 W/m²). Projektinės šildymo sistemos temperatūros 65/45/20 °C. Atlikta faktinių duomenų analizė parodė, kad galia šildymui (su karšto vandens sistemos cirkuliacijos dalimis) esant projektinei (–22 °C) lauko oro temperatūrai siekė tik 60 kW (22,7 W/m²).

2. Tyrimo metodika

Šiame skyriuje aprašoma tyrimų metodika, kuria siekiama įvertinti aukštatemperatūrio šilumos siurblio galimybes sumažinti šilumnešio temperatūrą grįžtamojoje linijoje ir įvertinti tokio sprendimo energinį efektyvumą. 1 paveiksle pateikiama principinė šilumos punkto schema su integruotu šilumos siurbliu.



1 paveikslas. Šilumos siurblio jungimo pastato šilumos punkte principinė schema su nagrinėjama energijos srautais
Figure 1. Schematic diagram of the heat pump connection at the building substation with the considered energy flows

Punktyrinė linija apibrėžtas plotas nurodo nagrinėjamos termodinaminės sistemos ribas su debitais ir temperatūromis. Šilumos siurblys įrengiamas iš karto po įvadinių šilumos punkto sklendžių. Šilumos siurblio darbo agentas (freonas) yra R1234ze(E). Šio šaltnešio termodinaminiai parametrai yra panašūs į R134a, bet jis yra priskiriamas prie žemo globalinio atšilimo potencialo šaltnešių (ang. *Low GWP*).

Analizuojant šilumos siurblio veikimo režimus ir efektyvumą buvo taikomi termodinaminės analizės metodo principai. Realiame šilumos siurblyje adiabatinis procesas nėra galimas, todėl išsiplėtimo ir suslėgimo metu atsiranda šilumos nuostolių (dėl šilumos izoliacijos, judančių dalių trinties ir pan.), kurie patenka į vėsesnę aplinką. Dėl šios priežasties energijos balanso lygtis šilumos siurbliui užrašoma pagal pirmąjį termodinamikos dėsnį (PTD):

$$Q_L + W - Q_H - Q_F = 0, \quad (1)$$

čia Q_F – šilumos nuostoliai (dėl trinties ir kt.) į vėsesnę aplinką, J; Q_H – šilumos kiekis, atiduotas aukštesnės temperatūros šilumnešiu, J; Q_L – šilumos kiekis, paimtas iš žemesnės temperatūros šilumnešio, J; W – ciklo metu sunaudotas darbas, J.

Šilumos siurblio efektyvumas vertinamas pagal PTD:

$$\eta_I = \frac{Q_H}{W}. \quad (2)$$

Šilumnešio suteiktas arba paimtas šilumos srautas (kW) skaičiuojamas pagal formulę (taikoma 1 pav. schemos srautų balansui):

$$Q = \frac{M \cdot c_p \cdot \rho \cdot \Delta T}{3600} = \frac{M \cdot \rho \cdot \Delta h}{3600}, \quad (3)$$

čia M – šilumnešio debitas, m^3/h ; c_p – šilumnešio savitoji šiluma, $kJ/(kg \cdot K)$; ρ – šilumnešio tankis, kg/m^3 ; ΔT – šilumnešio temperatūrų prieš ir po proceso skirtumas, K; Δh – šilumnešio entalpijos prieš procesą ir po jo skirtumas, kJ/kg .

Šilumnešio (vandens) savitoji šiluma, entalpija, tankis, vandens sočiųjų garų slėgis buvo nustatomi naudojant supaprastintas formules vandens termofizinėms savybėms skaičiuoti (Popiel ir Wojtkowiak, 1998).

Idealiajame cikle garintuve (EV) sunaudotas šilumos srautas (kW) skaičiuojamas:

$$Q_{EV} = M' \cdot (h_{1'} - h_{4'}), \quad (4)$$

čia $h_{4'}$ – po išsiplėtimo vožtuvo iškėjusio į garintuvą šaltnešio (freono) entalpija, kJ/kg ; $h_{1'}$ – iškėjusio iš garintuvo šaltnešio entalpija, kJ/kg ; M' – šaltnešio masinis debitas, kg/s . Šaltnešio debitas (kg/s) yra skaičiuojamas:

$$M' = \frac{Q_L}{(h_{1'} - h_{4'})}. \quad (5)$$

Idealiajame cikle kondensatoriaus atiduotas šilumos srautas (kW) skaičiuojamas:

$$Q_{CN} = M' \cdot (h_{2's} - h_{3'}), \quad (6)$$

čia $h_{2's}$ – iškėjusio į kondensatorių po kompresoriaus šaltnešio (freono) entalpija, kJ/kg ; $h_{3'}$ – iškėjusio iš kondensatoriaus šaltnešio entalpija, kJ/kg .

Idealojo ciklo kompresoriaus suvartotas energijos srautas (kW) skaičiuojamas:

$$W_{CN} = M' \cdot (h_{2's} - h_{1'}). \quad (7)$$

Atliekant šilumos siurblio veikimo dinaminę modeliavimą, šaltnešio slėgio, temperatūros ir entalpijos vertės nustatomos taikant analitines formules (Zyczkowski et al., 2020).

Realioju ciklu veikiančio kompresoriaus adiabatinis (izoentropinis) suslėgimas nėra galimas dėl atsiradusių šilumos, trinties nuostolių, todėl suvartotas energijos kiekis (kW) skaičiuojamas pagal formulę:

$$W_{CN,r} = M' \cdot (h_{2'r} - h_{1'}), \quad (8)$$

čia $h_{2'r}$ – po kompresoriaus į kondensatorių iškėjusio šaltnešio (freono) realiojo ciklo entalpija, kJ/kg .

Realiojo ciklo entalpija (kJ/kg) po kompresoriaus skaičiuojama pasitelkus formulę (Mendoza-Miranda et al., 2016):

$$h_{2'r} = h_1 + \frac{(h_{2's} - h_1)}{\eta_{iso}}, \quad (9)$$

čia η_{iso} – kompresoriaus izoentropinis efektyvumas.

Šilumos siurblio COP vėsinimo atveju (Mendoza-Miranda et al., 2016):

$$COP = \frac{\eta_{all} \cdot (h_1' - h_{4'})}{(h_{2's} - h_1')}, \quad (10)$$

čia η_{all} – bendrasis efektyvumas, kuris priklauso nuo kompresoriaus suslėgimo laipsnio.

Bendrasis efektyvumas nustatomas pagal siūlomą tyrimą (Mendoza-Miranda et al., 2016), o šilumos siurblio COP skaičiuojamas pagal lygtį:

$$COP = \frac{(h_{2'r} - h_{3'})}{(h_{2'r} - h_1')}, \quad (11)$$

Bendrasis sezoninis efektyvumas nustatomas pagal lygtį:

$$SCOP = \frac{Q}{Q_{el}}, \quad (12)$$

čia Q – šilumos siurblio pagamintas šilumos kiekis per metus, MWh/metai; Q_{el} – šilumos siurblio suvartotas elektros kiekis per metus, MWh/metus.

Skaičiuojant šilumos siurblio COP buvo padarytos šios prielaidos:

- Šaltnešio temperatūra garintuve yra 7 K žemesnė nei šilumnešio, kuris grįžta į CŠT tinklą.
- Garintuve šaltnešis perkaitinamas 5 K.
- Kondensatoriuje šaltnešio temperatūra 5 K aukštesnė nei šilumnešio, ištekancio iš jo.

3. Rezultatai

Skaičiavimai atlikti naudojant sugeneruotus (sintetinius) duomenis, kurie apima standartinius šiaurės Lietuvos meteorologinius metus, tiekiamo ir grįžtamojo šilumnešio

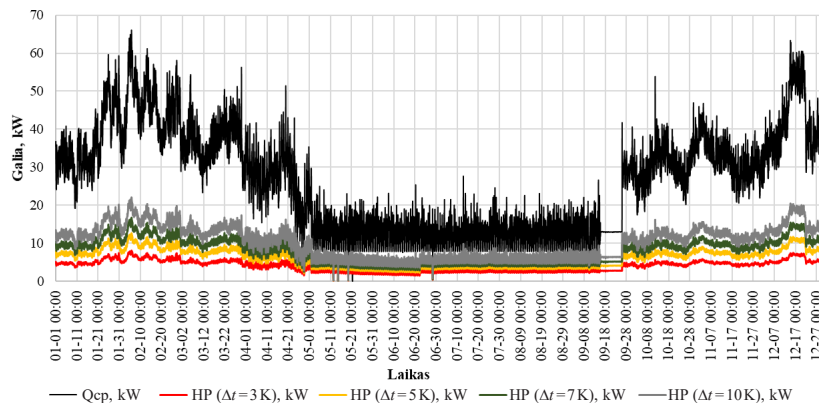
temperatūras bei jo srautą iš CŠT tinklo į pastatą. Modeliavimo metu laikoma, kad šilumos siurblio funkcija yra užtikrinti pastovų šilumnešio temperatūros skirtumą (sumažėjimą) prieš garintuvą ir po jo $\Delta t = t_4 - t_2$ (žr. 1 pav.). Buvo vertinami 4 atvejai, kai $\Delta t = 3$ K, $\Delta t = 5$ K; $\Delta t = 7$ K; $\Delta t = 10$ K.

Sukurtas modelis atlieka skaičiavimus paskirstydamas šilumnešio srautus (į kondensatorių ir garintuvą) taip, kad būtų užtikrintas numatytas Δt su atitinkama šilumos siurblio galia, t. y. šilumos siurblio galia reikalinga užtikrinti dalį pastato šilumos poreikio.

2 paveiksle pateikiamas reikalingas pastatui šilumos kiekis (Q_{cp}) bei šilumos siurblio pagaminti šilumos kiekiai (HP), kai grįžtamoji šilumnešio temperatūra mažinama nustatytu dydžiu Δt . Rezultatai rodo, kad didžiausioji pastato šiluminė galia yra apie 66 kW, vidutinė šildymo sezono galia yra apie 35 kW, o šiltuoju periodu – apie 12 kW. Pastato metinis šilumos poreikis yra 227 MWh. Mažiausiai šilumos siurblio galia svyruoja, kai $\Delta t = 3$ K (2 pav. raudonoji linija), o daugiausiai svyruoja, esant $\Delta t = 10$ K (pilkoji linija). 1 lentelėje pateikiamos visų modelių variantų didžiausiosios, vidutinės galios ir COP vertės.

1 lentelėje pateikiami apibendrinti modeliavimo rezultatai siekiant įvertinti galimus grįžtančiojo šilumnešio temperatūros pažeminimo lygius. Rezultatai rodo, kad kuo mažesnį Δt užtikrina šilumos siurblys, tuo didesnis yra jo momentinis ir sezoninis (SCOP) efektyvumas. Šiuo požiūriu geriausias atvejis yra, kai $\Delta t = 3$ K – papildomai per tipinius metus reikia apie 7 MWh elektros.

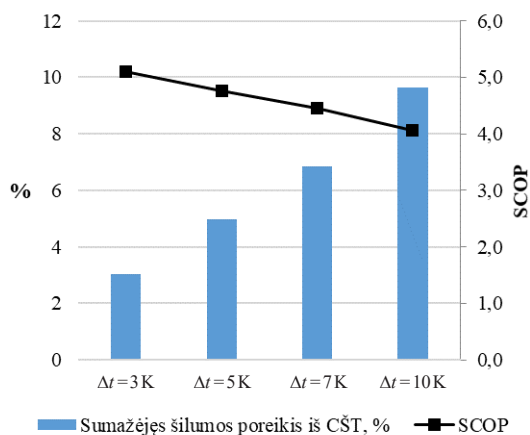
3 paveiksle matyti, kad įdiegus šilumos siurblių, kurio didžiausioji galia būtų 8,1 kW, o šilumnešio temperatūrų skirtumas prieš garintuvą ir po jo 3 K, šilumos poreikio sumažėjimas iš CŠT tinklų būtų 3 % (atitinkamai padidėja elektros suvartojimas). Jeigu šilumos siurblio galia padidėtų iki 22,1 kW, o $\Delta t = 10$ K, tuomet šilumos poreikio sumažėjimas iš CŠT tinklo būtų 9,7 %. 3 paveiksle matyti, kad didžiausias sezoninis efektyvumas pasiekiamas, kai Δt yra mažiausias, o Δt didėjant skirtumui SCOP atitinkamai mažėja. Siekiant įvertinti, kuris grįžtamojo šilumnešio temperatūros sumažėjimas yra naudingiausias, reikia



2 paveikslas. Analizuojamam pastatui reikalingas (Q_{cp}) ir šilumos siurblio pagamintas (HP) šilumos kiekis
Figure 2. Required (Q_{cp}) and produced by the heat pump (HP) amount of heat for the analyzed building

1 lentelė. Šilumos siurblio charakteristikos esant skirtingam temperatūrų skirtumui prieš garintuvą ir po jo
Table 1. Heat pump characteristics at different temperature differences before and after the evaporator

Šilumos siurblio palaikomas perkrytis	Šildymo sezonas			Nešildymo sezonas			Šilumos siurblio pagamintas šilumos kiekis per metus, MWh	Šilumos siurblio suvartotas elektros kiekis per metus, MWh	SCOP	Sumažėjęs šilumos poreikis iš CŠT tinklo, %
	Didžiausioji galia, kW	Vidutinė galia, kW	COP	Didžiausioji galia, kW	Vidutinė galia, kW	COP				
$\Delta t = 3 \text{ K}$	8,1	5,0	4,9	4,1	2,6	6,8	35	7	5,1	3,04
$\Delta t = 5 \text{ K}$	12,7	7,8	4,6	5,8	3,8	6,2	54	11	4,8	4,97
$\Delta t = 7 \text{ K}$	16,8	10,1	4,3	7,6	4,7	5,8	70	16	4,5	6,86
$\Delta t = 10 \text{ K}$	22,1	13,1	3,9	9,9	5,9	5,2	89	22	4,1	9,65



3 paveikslas. Šilumos poreikio sumažėjimo iš CŠT tinklo, SCOP ir grįžtamosios temperatūros sumažėjimo priklausomybė
Figure 3. Dependence of heat demand reduction from DH network, SCOP and return temperature reduction

atlikti CŠT tinklo vertinimą, kurio metu papildomai būtų įvertintas galimas šilumos ir slėgio nuostolių sumažėjimas tinkle. Tokia analizė šiame darbe neatliekama.

Išvados

1. Iki šiol atliktų mokslo darbų apžvalga parodė, kad šilumos siurblių įrengimo CŠT sistemose galimybės yra labai plačios, tačiau trūksta tyrimų, kurių tikslas būtų tik žeminti CŠT grįžtamojo šilumnešio temperatūrą.
2. Atlikus aukštatemperatūrio šilumos siurblio atvejų analizę buvo nustatyta, kad didėjant šilumnešio temperatūrų skirtumui prieš garintuvą ir po jo, didėja šilumos siurblio galia, pagamintas šilumos ir suvartotas elektros kiekis, tačiau mažėja COP. Šilumos siurblio sezoninis efektyvumas (SCOP) tarp atvejų svyravo nuo 4,1 iki 5,1.

3. Buvo nustatyta, kad naudojant šilumos siurblių iš CŠT tinklų paimto šilumos kiekio mažėjimas priklauso nuo šilumnešio temperatūrų skirtumo prieš garintuvą ir po jo. Mažiausias sumažėjimas iki 3 % yra tuomet, kai temperatūros skirtumas 3 K, o didžiausias (iki 9,7 %) – esant 10 K skirtumui.

4. Siekiant įvertinti, kuris temperatūrų skirtumas yra naudingiausias, reikia atlikti CŠT tinklo analizę, kurios metu būtų nustatytas galimas energijos nuostolių CŠT tinkle sumažėjimas.

Literatūra

- Europos Parlamentas. (2019). https://www.europarl.europa.eu/doceo/document/TA-8-2019-0217_LT.html
- Frederiksen, S., & Werner, S. (2013). *District heating and cooling*. Studentlitteratur AB.
- Li, H., Svendsen, S., Gudmundsson, O., Kuosa, M., Rämä, M., Sipilä, K., Blesl, M., Broydo, M., Stehle, M., Pesch, R., Pietruschka, D., Huther, H., Grajcar, M., Jentsch, A., Kallert, A., Schmidt, D., Nord, N., Tereshchenko, T., Park, P. B.-S., ... Bevilacqua, C. (2017). *Future low temperature district heating design guidebook: Final Report of IEA DHC Annex TS1. Low temperature district heating for future energy systems*. Technical University of Denmark.
- Mendoza-Miranda, J. M., Mota-Babiloni, A., Ramírez-Minguela, J. J., Muñoz-Carpio, V. D., Carrera-Rodríguez, M., Navarro-Esbrí, J., & Salazar-Hernández, C. (2016). Comparative evaluation of R1234yf, R1234ze(E) and R450A as alternatives to R134a in a variable speed reciprocating compressor. *Energy*, 114, 753–766. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.08.050>
- Ommen, T., Markussen, W. B., & Elmegaard, B. (2014). Heat pumps in combined heat and power systems. *Energy*, 76, 989–1000. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.09.016>
- Ommen, T., Thorsen, J. E., Markussen, W. B., & Elmegaard, B. (2017). Performance of ultra low temperature district heating systems with utility plant and booster heat pumps. *Energy*, 137, 544–555. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.165>
- Østergaard, P. A., & Andersen, A. N. (2016). Booster heat pumps and central heat pumps in district heating. *Applied Energy*, 184, 1374–1388. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.144>

- Østergaard, P. A., & Andersen, A. N. (2018). Economic feasibility of booster heat pumps in heat pump-based district heating systems. *Energy*, 155, 921–929. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.076>
- Popiel, C. O., & Wojtkowiak, J. (1998). Simple formulas for thermophysical properties of liquid water for heat transfer calculations (from 0°C to 150°C). *Heat Transfer Engineering*, 19(3), 87–101. <https://doi.org/10.1080/01457639808939929>
- Sayegh, M. A., Jadwiszczak, P., Axcell, B. P., Niemierka, E., Bryś, K., & Jouhara, H. (2018). Heat pump placement, connection and operational modes in European district heating. *Energy and Buildings*, 166, 122–144. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.02.006>
- Vivian, J., Emmi, G., Zarrella, A., Jobard, X., Pietruschka, D., & de Carli, M. (2018). Evaluating the cost of heat for end users in ultra low temperature district heating networks with booster heat pumps. *Energy*, 153, 788–800. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.081>
- Yang, X. (2016). *Supply of domestic hot water at comfortable temperatures by low-temperature district heating without risk of legionella*. Technical University of Denmark, Department of Civil Engineering.
- Zajacs, A., Bogdanovics, R., & Borodinecs, A. (2020). Analysis of low temperature lift heat pump application in a district heating system for flue gas condenser efficiency improvement. *Sustainable Cities and Society*, 57, 102130. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2020.102130>
- Zühlsdorf, B., Meesenburg, W., Ommen, T. S., Thorsen, J. E., Markussen, W. B., & Elmegaard, B. (2018). Improving the performance of booster heat pumps using zeotropic mixtures. *Energy*, 154, 390–402. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.137>
- Zyczkowski, P., Borowski, M., Łuczak, R., Kuczera, Z., & Ptaszyński, B. (2020). Functional equations for calculating the properties of low-GWP R1234ze(E) refrigerant. *Energies*, 13(12), 3052. <https://doi.org/10.3390/en13123052>

CASE ANALYSIS OF HEAT PUMP INTEGRATION IN DISTRICT HEATING SYSTEM

A. Rogoża, G. Šiupšinskas, J. Bielskus

Abstract

The installation of heat pumps in district heating (DH) systems is one of the most promising technologies to increase the efficiency of heat supply by using renewable energy sources and reducing heat carrier temperatures in the networks. The possibilities of installing heat pumps in DH systems are very wide, but most often the main purpose of their application is to increase the temperature of the supplied heat carrier at the heat substations of individual consumers or their groups. This paper describes a study that analyzed the possibilities of integrating an individual heat pump at a heat substation in a building to reduce the temperature of the heat carrier in the return line. The results of the study revealed the dependences of the reduction of the heat demand of the building from the DH network, the power of the heat pump, the coefficient of performance (COP), and the reduction of the return temperature.

Keywords: district heating, heat pumps, low temperature heat supply, COP.