

# Virbalinio kondensatoriaus šilumos mainai esant natūraliai ir mišriai konvekcijai

**Ignas Hofmanas,**

**Vytautas Dagilis**

*Šilumos ir atomo energetikos katedra,  
Kauno technologijos universitetas,  
A. Mickevičiaus g. 37,  
LT-44244 Kaunas  
El. paštas: ignas.hofmanas@gmail.com*

Buitinių šaldytuvų veikimo efektyvumą gerokai lemia kondensatoriaus efektyvumas. Kondensatorius – tai vertikalus metaliniais strypeliais briaunuotas gyvatuko formos šilumos mainų aparatas, kuris kondensacijos šilumą pašalina natūraliosios konvekcijos sąlygomis. Kondensatoriaus aukštis gerokai nulemia turbulentinį tekėjimo režimą. Kita vertus, kylantis oras šyla, ir tai mažina mainų efektyvumą. Dirbtinai padidinę oro judėjimo greitį sukuriame mišriosios konvekcijos sąlygas ir pasiekiamo ne tik didesnį šilumos atidavimo koeficientą, bet ir vėsesnio oro pasiurbimą į mainų zoną iš šoninių erdvių. Darbe atlikta šitokių šilumokaičių natūraliosios ir mišriosios konvekcijos tyrimų literatūros apžvalga. Atlikti kondensatoriaus šilumos mainų eksperimentiniai tyrimai tiek realiomis sąlygomis, kai kondensatorius dirba šaldymo sistemos sudėtyje, tiek laboratorinėmis specialaus stendo pagalba. Remiantis gautais rezultatais ir prielaida, kad kondensacijos temperatūrą lemia išorinių mainų efektyvumas, sukurtas matematinis modelis kondensatoriaus geometrinų dydžių optimizavimui, siekiant minimalių metalo sąnaudų.

**Raktažodžiai:** kondensatorius, natūralioji konvekcija, šilumos atidavimo koeficientas, modeliavimas, mišrioji konvekcija

## ĮVADAS. PROBLEMOS ANALIZĖ

Buitinių šaldytuvų efektyvumą gerokai lemia šilumos mainų aparatai: garintuvas, kondensatorius, rekuperacinis šilumokaitis, kuriame yra peraušinamas kondensatoriuje sukondensuotas šaldymo agentas. Kondensatorius – tai strypeliais (virbais) briaunotas gyvatuko formos vamzdelis, kuris dažniausiai būna horizontalus, o virbai, tokiu atveju – vertikalūs. Kondensatorius tvirtinamas prie galinės šaldytuvo sienelės vertikaliai.

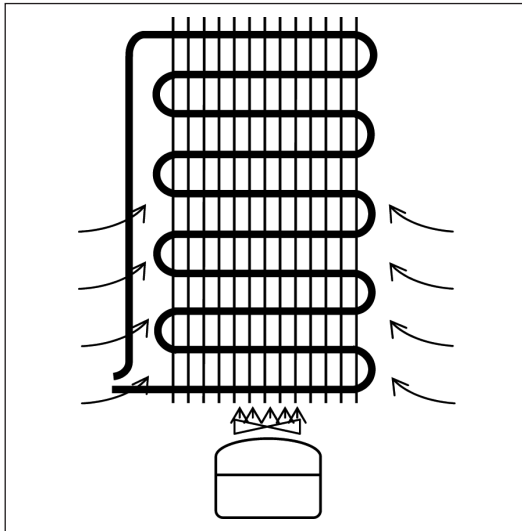
Kondensacijos šiluma paprastai pašalinama natūraliosios konvekcijos sąlygomis ir spinduliuote. Pastaruosius du dešimtmečius nuolat didėjantys reikalavimai šaldytuvų efektyvumui verčia ieškoti efektyvesnių šilumos mainų, taip sumažinant kondensacijos slėgį ir elektros energijos sąnaudas. Vienas būdų padidinti kondensatoriaus šilumos mainų efektyvumą – kondensacijos šilumos pašalinimas mišriosios konvekcijos sąlygomis. Tam panaudojamas itin mažo galingumo (ne didesnis kaip 1 W) ventiliatorius, kuris sukuria papildomą oro judėjimą į viršų pasroviui natūraliai kylančiam orui. Efektyvumas didėja ne tik dėl intensyvesnių šilumos mainų, bet ir dėl to, kad didesnis judančio oro greitis sąlygoja gausesnį vė-

sesnio oro pasiurbimą iš šonų (1 pav.). Mišriosios konvekcijos bendro pavidalo kriterinė šilumos mainų lygtis yra šitokia:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr, \varphi); \quad (1)$$

čia  $\varphi$  – kampas tarp Žemės gravitacinės traukos (vertikalės) ir šilumos mainų paviršiaus (mūsų atveju kampas  $\sim 0^\circ$ ).

Buitinių šaldytuvų kondensatoriai yra masinės gamybos produktas, kurio savikainą dviem trečdaliais lemia metalo kaina. Tai nuodugnaus matematinio modeliavimo ir optimizavimo būdu paremta konstrukcija. Briaunų efektyvumo ir metalo sąnaudų santykis yra didžiausias esant šilumos atidavimo koeficientui natūraliosios konvekcijos sąlygomis. Mišriosios konvekcijos sąlygomis kondensatorius dirba blogiau, nes didesnis atidavimo koeficientas lemia mažesnį briaunos efektyvumo koeficientą. Atlikti mišriosios konvekcijos šilumos mainų tiek teorinius, tiek eksperimentinius tyrimus yra sudėtinga. To priežastis – maža Reinoldso kriterijaus reikšmė ir didelė paklaida nustatant srauto greitį. Darbe pateiktas modelis, paremtas natūraliosios konvekcijos eksperimentiniais ir teoriniais tyrimais bei prielaida, kad kondensacijos temperatūros kitimą (pažemėjimą) lemia Reinoldso kriterijus, t. y. priverstinės konvekcijos dedamoji.



1 pav. Mišriosios konvekcijos sukūrimas

### Tyrimų apžvalga

Beveik visų šiuolaikinių šaldytuvų kondensacijos šiluma pašalinama natūraliosios konvekcijos sąlygomis. Mokslinėje literatūroje pavyko rasti nemažai darbų, kuriuose nagrinėjami natūraliosios konvekcijos sąlygomis vykstantys mainai nukreipiant kondensacijos šilumą aplinkos orui. Ypač išsamus yra [2] darbas, kuriame apžvelgti ne vien šilumos mainų tyrimai, bet ir kondensatoriaus optimizavimas. Darbe parodyta, kad optimaliausias našumo ir metalo masės santykis gaunamas naudojant mažesnio skersmens virbus ir ženkliai padidinus jų skaičių. Palyginus su bazine (įprastine) kondensatoriaus konstrukcija gauta, kad metalo sąnaudos sumažėja 6 %, o kondensatoriaus šiluminis našumas dėl to padidėja 3 %. Svarbi straipsnio [2] išvada yra tai, kad optimalios kondensatoriaus konstrukcijos virbai yra mažesnio skersmens nei įprastinių. Tai leidžia tikėtis, kad esant mišriajai konvekcijai, būtent įprastinių kondensatorių konstrukcija bus artimesnė optimaliajai.

Kituose darbuose [3–5] taip pat nagrinėjami šilumos mainai, kai kondensatorius šilumą pašalina natūraliąja konvekcija. Darbe [3], be to, atlikta analizė, kaip kondensatoriaus darbui atsiliepija šaldymo agento R12 pakeitimas ekologišku agentu R134a. Palyginamoji analizė rodo, kad agento pakeitimas iš esmės nepablogina šilumos mainų, todėl galima panaudoti senus kondensatorius tolesnei šaldytuvo eksploatacijai.

Darbuose [4, 6] atlikti virbalinių kondensatorių tyrimai, tačiau kitaip nei minėtuose darbuose, čia nagrinėjami mainai esant priverstinei oro konvekcijai. Šiuo atveju visiškai ignoruojama natūralios konvekcijos dedamoji, todėl mainai skaičiuojami remiantis kriterinėmis lygtimis, kurių bendras pavidalas yra:

$$Nu = c Re^m Pr^n. \quad (2)$$

Mokslinės literatūros analizė parodė, kad (2) lygtį galima taikyti ir mišriosios konvekcijos atvejui. A. Žukauskas [1]

pateikia šilumos mainų skaičiavimo analizę, kai priverstinei konvekcijai turi įtakos natūralioji konvekcija. Jis minėtą įtaką siūlo vertinti vektorinės sudėties būdu. Tuomet galima naudotis lygtimi:

$$(Nu - 0,35) \sqrt{1 - \left[ \frac{0,24Gr^{0,5} + 0,41Gr^{0,25}}{Nu - 0,35} \right]^2} = 0,5Re^{0,5}. \quad (3)$$

Remdamasis daugelio autorių darbais A. Žukauskas parodo, kad esant mišriajai konvekcijai galima naudotis paprastesne kriterine lygtimi, kurioje nėra natūraliosios konvekcijos Gr kriterijaus:

$$Nu = 0,35 + 0,5 Re^{0,5}. \quad (4)$$

Tuo atveju, kai šilumos nešėjas yra oras, A. Žukauskas pateikia dar paprastesnę – Hilperto lygtį:

$$\text{kai Re nuo 1 iki 4, } Nu = 0,875Re^{0,31}, \quad (5)$$

$$\text{kai Re nuo 4 iki 40, } Nu = 0,785Re^{0,39}.$$

Šiose lygtyse būdingu matmeniu reikia imti virbų skersmenį. Taigi (3–5) lygtys tinka kondensatoriui, kurio virbai yra horizontalūs. Tuo tarpu šiuolaikinių šaldytuvų kondensatoriai turi vertikalius virbus, taigi būdingas matmuo – virbų aukštis  $H$ .

Kai virbalinis kondensatorius yra su vertikaliais virbais, autoriai [3] siūlo vidutinį šilumos atidavimo koeficientą skaičiuoti naudojantis kriterine lygtimi (būdingas matmuo – vamzdelio skersmuo  $d$ ):

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} = \left\{ 0,60 + \frac{0,387Ra_d^{1/6}}{\left[ 1 + (0,559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2. \quad (6)$$

Ši kriterinė lygtis skirta šilumos mainų atvejui, kai paviršiaus temperatūra yra pastovi. Būtent tokie yra kondensacijos šilumos mainai, kai vamzdelių paviršiaus temperatūra faktiškai lygi kondensacijos temperatūrai. Ši lygtis kelia abejonių dėl būdingo matmens  $d$ . Tai horizontalaus vamzdelio išorinis skersmuo, nors svarbesnį vaidmenį šiuo atveju vaidina vertikalūs virbai. Tuo tarpu F. M. White [7] tokiu atveju siūlo naudoti vertikalios plokščios sienelės kriterinę lygtį, į kurią įtraukiamas pataisos koeficientas:

$$Nu_{CILINDR} = Nu_{PLOK} \left[ 1 + 1,43 \left( \frac{H}{d \cdot Gr^{0,25}} \right)^{0,9} \right]. \quad (7)$$

Šis koeficientas įtraukiamas tuomet, kai vertikalų vamzdelių skersmuo yra mažas, t. y. kai vamzdelių skersmens  $d$  ir aukščio  $H$  santykis yra mažesnis už  $(35 / Gr^{0,25})$ . Natūralūs šilumos mainai prie vertikalios plokščios sienelės, kai jos temperatūra yra pastovi, skaičiuojami pagal kriterinę lygtį:

$$Nu_{PLOK} = \frac{\alpha H}{\lambda} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{\left[ 1 + (0,492 / Pr)^{9/27} \right]^{8/27}} \right\}^2. \quad (8)$$

Yra darbų [8, 9], kuriuose nagrinėjami vertikalus vamzdelio natūraliąja konvekcija vykstantys šilumos mainai.

E. J. LeFevre ir A. J. Ede [8] siūlo kriterinę lygtį, kurioje būdingas matmuo yra vertikalių vamzdelių aukštis  $H$ :

$$Nu = \frac{\alpha H}{\lambda} = \frac{4}{3} \left[ \frac{7Gr \cdot Pr^2}{5(20 + 21Pr)} \right]^{1/4} + \frac{4(272 + 315Pr)H}{35(64 + 63Pr)d}. \quad (9)$$

Šios lygties pagalba skaičiuojamas vidutinis šilumos atidavimo koeficientas, kai mainai vyksta esant pastoviai paviršiaus temperatūrai.

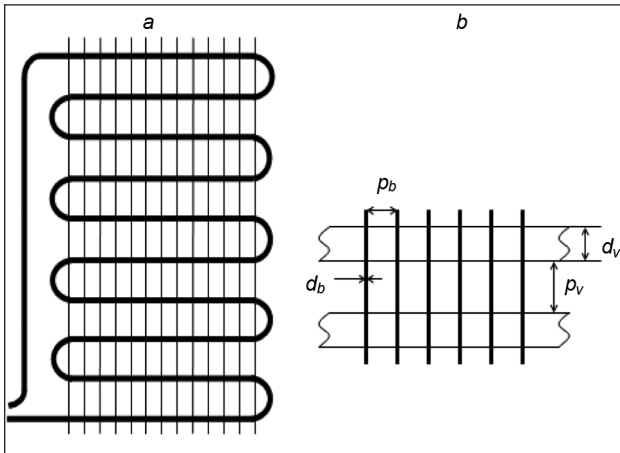
Išsamiausiai virbalinio kondensatoriaus šilumos mainų tyrimai pateikiami [2]. Šilumos atidavimo koeficientą jame siūloma skaičiuoti pagal autorių [5] gautą lygtį (2 pav.):

$$Nu = 0,66 \left( \frac{RaH}{d_v} \right) 0,25 \left\{ 1 - \left[ 1 - 0,45 \left( \frac{d_v}{H} \right)^{0,25} \right] \exp \left( -\frac{s_b}{\phi} \right) \right\}; \quad (10)$$

$$\text{čia } Ra = \left( \frac{\beta_0 \rho_0^2 c_0}{\mu_0 \lambda_0} \right)_k g (T_{kd} - T_0) H^3;$$

$$\phi = (28,2/H)^{0,4} s_b^{0,9} s_v^{-1,0} + (28,2/H)^{0,8} [264/(T_{kd} - T_0)]^{0,5} s_b^{-1,5} s_v^{-0,5};$$

$$s_b = (p_b - d_b) / d_b; \quad s_v = (p_v - d_v) / d_v.$$



2 pav. a – virbalinio kondensatoriaus konstrukcijos schema; b – konstrukcijos pagrindiniai geometriniai dydžiai

## KONDENSATORIAUS IŠORINIŲ ŠILUMOS MAINŲ SKAIČIAVIMO METODIKA

Tyrimams pasirinktas virbalinis kondensatorius, kurio geometriniai dydžiai pateikti 1 lentelėje.

Naudodamiesi kriterine lygtimi (10), gauname, kad išorinis šilumos atidavimo koeficientas nuo natūraliai konvektuojančio oro yra  $9,45 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ . Esant tokiai reikšmei virbų briaunos efektyvumo koeficientas  $E = 0,89$ . Jį gauname apskaičiavę pagal lygtį:

$$E = \frac{[\tanh(mp_v/2)]}{[mp_v/2]}; \quad (11)$$

$$\text{čia } m = \sqrt{\frac{4\alpha}{\lambda_b d_b}},$$

1 lentelė. Tiriamojo kondensatoriaus geometriniai parametrai

Vamzdelio išorinis skersmuo kartu su dažų danga $d_v$ , mm	4,8
Vamzdelio vidinis skersmuo $d_{kd}$ , mm	3,35
Vamzdelių vijų žingsnis $p_v$ , mm	50,0
Bendras vamzdelio ilgis, įskaitant jo nebriaunotą atkarpą, l m	16,5
Vamzdelio vijų skaičius	21
Virbo (briaunos) skersmuo kartu su dažų danga $d_b$ , mm	1,5
Virbo žingsnis $p_b$ , mm	8,8
Virbų porų skaičius $n$	50
Bendras kondensatoriaus aukštis $H$ , m	1,20
Vamzdelio paviršiaus plotas $f_v$ , m <sup>2</sup>	0,249
Virbų paviršiaus plotas $f_b$ , m <sup>2</sup>	0,565
Bendras kondensatoriaus paviršiaus plotas $f_k$ , m <sup>2</sup>	0,814

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_{sp}. \quad (12)$$

Kondensatoriaus paviršius padengtas juoda (nematine) emale, todėl (11) lygtyje šilumos atidavimo koeficientas bus didesnis dėl spinduliuotės:

Kita vertus, spinduliuotės šilumos atidavimo koeficientą  $\alpha_{sp}$  galima apskaičiuoti tik tuomet, kai žinoma kondensatoriaus paviršiaus vidutinė temperatūra, priklausanti nuo  $E$ :

$$t_k = t_0 + \frac{(t_v - t_0)(f_v + Ef_b)}{f_v + f_b}. \quad (13)$$

Spinduliuotės šilumos atidavimo koeficientas apskaičiuojamas taip:

$$\alpha_{sp} = \varepsilon_t \sigma \frac{T_{kd}^4 - T_0^4}{T_{kd} - T_0}. \quad (14)$$

Šioje lygtyje  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{K}^4 \text{ m}^2)$ ,  $\varepsilon_t$  – sistemos „kondensatorius/aplinka“ tariamasis juodumo laipsnis. Pastarasis dydis priklauso ne vien nuo dažais padengto kondensatoriaus juodumo laipsnio, kuris yra apie 0,9, bet ir nuo to, kiek virbų ir vamzdelių paviršiai persidengia spinduliuojant šilumą į aplinką. Tai priklauso nuo virbų ir vamzdelių tankio ir konstrukcijos. L. Tragliafico ir G. Tanda pateikia  $\varepsilon_t$  priklausomybes nuo virbų ir vamzdelių geometrinių parametrų  $p_v / d_v$ ,  $p_b / d_b$ . Mūsų nagrinėjamo kondensatoriaus atveju  $\varepsilon_t = 0,64$  [5].

Kad apskaičiuotume bendrą vidutinį kondensatoriaus šilumos atidavimo koeficientą  $\bar{\alpha}$ , turime vykdyti iteracinį skaičiavimo ciklą. Pradžioje numatoma nedidelė  $\alpha_{sp}$  reikšmė, tarkime,  $1 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ . Ši reikšmė pridėjama prie jau apskaičiuotos  $\alpha_k$  reikšmės ir atliekami skaičiavimai pagal lygtis:

$$\bar{\alpha}_k = \alpha_k (f_v + Ef_b) / (f_v + f_b); \quad (15)$$

$$Q = g_{kd} (h_{kd2} - h_{kd1}); \quad (16)$$

čia  $Q$  – kondensatoriaus šiluminis našumas,  $g_{kd}$  – jame cirkuliuojančio agento masinis debitas;  $h_{kd1}$ ,  $h_{kd2}$  – atitinkamai

įeinančio į kondensatorių ir iš jo išeinančio šaldymo agento entalpijos.

Cirkuliuojančio agento kiekį  $g_{kd}$  apskaičiuojame pagal formulę:

$$g_{kd} = Q_0 / (h_1 - h_4); \quad (17)$$

čia  $h_1, h_4$  – atitinkamai garo ir skysčio entalpijos esant siurbiamų į kompresorių garų temperatūrai.

Taip gauname kitą, tikslesnę,  $\alpha_{sp}$  reikšmę. Ją vėl pridėdame prie  $\alpha_k$  ir skaičiavimus kartojame, kol gauname norimą skaičiavimo tikslumą. Kadangi sprendinys konverguoja gana sparčiai, jau po 3–4 iteracijų gauname tikslią briaunos efektyvumo koeficiento reikšmę, šiuo atveju  $E = 0,846$ , ir temperatūrą  $T_{kd} = 311,2 \text{ K}$  ( $t_{kd} = 38,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Spinduliavimo šilumos atidavimo koeficientas šiuo atveju  $\alpha_{sp} = 4,16 \text{ W / (m}^2 \text{ K)}$ .

Turėdami faktinį briaunos efektyvumo koeficientą, galime apskaičiuoti vidutinį konvekcinių mainų šilumos atidavimo koeficientą  $\bar{\alpha}_k$ , taip pat bendrą vidutinį šilumos atidavimo koeficientą  $\bar{\alpha}$  (šiuo atveju gauname:  $\bar{\alpha}_k = 8,44 \text{ W / (m}^2 \text{ K)}$ ,  $\bar{\alpha} = 8,44 + 4,16 = 12,6 \text{ W / (m}^2 \text{ K)}$ ). Bendro vidutinio  $\bar{\alpha}$  reikia teorinių rezultatų palyginimui su eksperimentiniais, nes eksperimentiniais tyrimais nustatome būtent šį dydį.

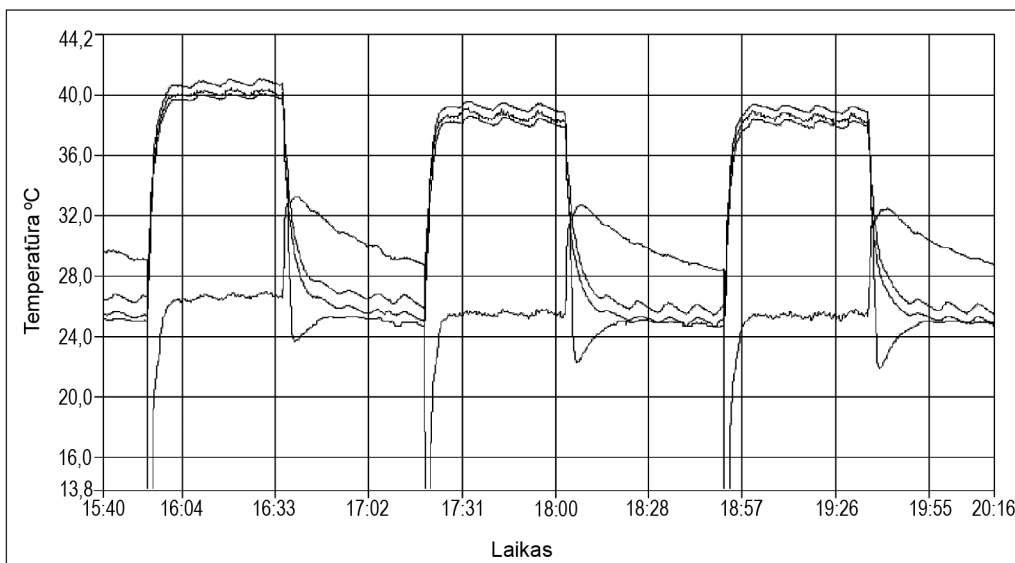
Naudodamiesi kitų autorių kriterinėmis lygtimis, gauname kitokias  $\alpha_k$  reikšmes. Pavyzdžiui, pagal F. M. White'o [7] (7) lygtį  $\bar{\alpha}_k = 19,0 \text{ W / (m}^2 \text{ K)}$ , o papildomai įvertinę spinduliavimo šilumos atidavimo koeficientą  $\alpha_{sp}$ , gauname, kad briaunos efektyvumo koeficientas ženkliai mažesnis,  $E = 0,768$ , nes bendras atidavimo koeficientas didesnis kaip  $23 \text{ W / (m}^2 \text{ K)}$ . Įvertinę šį  $E$ , gauname, kad vidutinis bendras šilumos atidavimo koeficientas –  $\bar{\alpha} = 19,9 \text{ W / (m}^2 \text{ K)}$ .

Autorių [8] siūloma (9) lygtimi gaunamas labai panašus rezultatas, kurį gavome skaičiavę pagal autorių [2] siūlomas lygtis:  $\alpha_k = 12,1 \text{ W / (m}^2 \text{ K)}$ . Tokiu atveju  $\alpha_k$  ir  $\bar{\alpha}$  reikšmės yra artimos mūsų apskaičiuotoms reikšmėms.

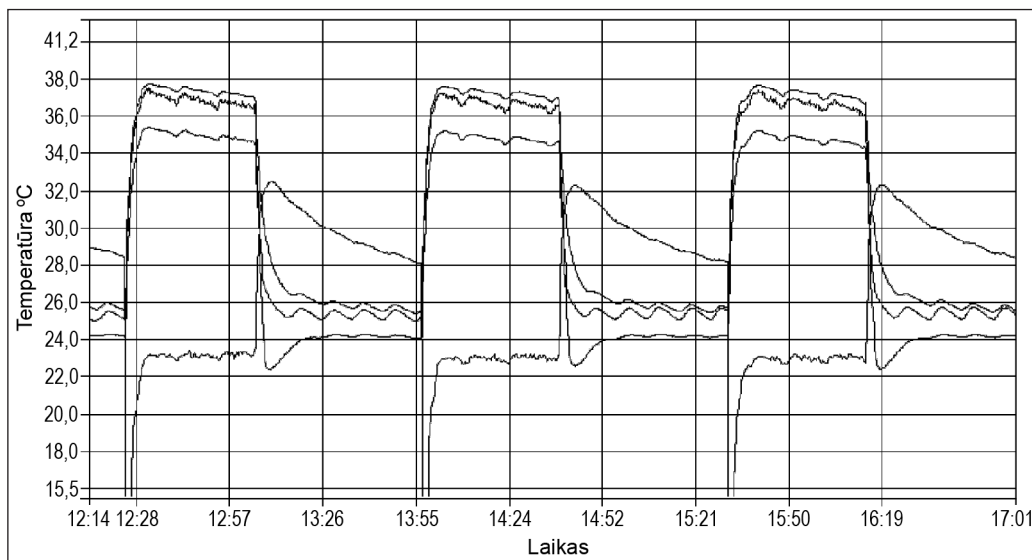
Nepaisant gero skaičiavimų pagal autorius [2] ir [8] suaptimo, lieka abejonių dėl jų tikslumo. Autoriai [2] atliko eksperimentinius tyrimus plačiame įvairių geometrinių dydžių diapazone, tačiau jų pasirinktas temperatūrų skirtumas tarp kondensatoriaus paviršiaus ir aplinkos oro neatitinka šiuolaikinių kondensatorių darbo sąlygų. Tyrimai buvo atliekami esant dideliems temperatūrų skirtumams (net  $48 \text{ }^\circ\text{C}$ ), kai realiomis šaldytuvo darbo sąlygomis šis skirtumas yra mažesnis ir dažnai nesiekia net  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ . Be to, tyrimai buvo atliekami neapribotoje erdvėje, kai realiomis sąlygomis kondensatorius dirba pakankamai siaurame kanale tarp galinės šaldytuvo sienelės ir sienos. Kauno technologijos universiteto (KTU) tyrimų laboratorijoje buvo atlikti šios erdvės įtakos kondensatoriaus šilumos mainams tyrimai. Kondensatoriaus pagrindinių temperatūrų dinamika kelių darbo ciklų metu, kai galinė šaldytuvo darbinė erdvė yra pakeista į didesnę erdvę (šaldytuvą per 1 metrą atitrauktas nuo sienos), parodyta 3 pav. Galima matyti (4 pav.), kaip pasikeičia kondensatoriaus paviršiaus temperatūra, kai jo šilumos mainų erdvė visiškai neapribota (kondensatorius atlenktas nuo šaldytuvo galinės sienelės  $90^\circ$  kampu nepažeidžiant pačios šaldymo sistemos).

Matyti, kad esant tai pačiai aplinkos temperatūrai ir tam pačiam kondensatoriaus šiluminiui apkrovimui, kondensacijos temperatūra antruoju atveju sumažėja net trimis laipsniais, o tai reiškia, kad kondensatoriaus šilumos atidavimo koeficientas neapribotoje erdvėje yra apie 14 % didesnis.

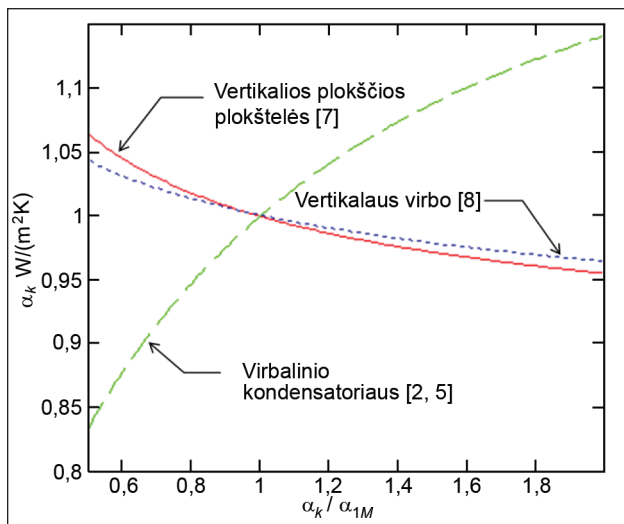
Dar viena priežastis, dėl kurios negalime visiškai ir be išlygų pasikliauti autorių [2] kriterine lygtimi, yra tai, kad autoriai eksperimentinius tyrimus atliko specialaus stendo pagalba, panaudojant vandenį kaip šilumos nešėją. Taip anaipol neįmanoma užtikrinti paviršiaus izotermiškumo. Tuo tarpu realiomis sąlygomis kondensacijos procesas vyksta esant pastoviai temperatūrai. Tikėtina, kad dėl šios priežasties autoriai gauna kitokią teorinių skaičiavimų priklausomybę nuo aukščio  $H$ . 5 paveiksle ši priklausomybė palyginama su kitų



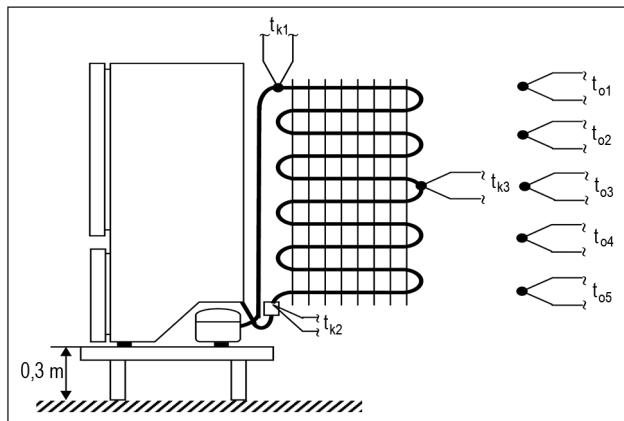
3 pav. Keleto darbo ciklų kondensatoriaus pagrindinių temperatūrų dinamika. Pirmojo ciklo metu jo erdvė apribota, o kitų dviejų neapribota



4 pav. Kondensatoriaus pagrindinių temperatūrų dinamika kelių darbo ciklų metu, kai kondensatorius atlenktas 90° kampu nuo šaldytuvo



5 pav. Šilumos atidavimo koeficiento priklausomybės nuo vertikalaus šilumokaičio aukščio



6 pav. Kondensatoriaus bandymų schema, kai jis dirba šaldymo sistemos sudėtyje ir yra atlenktas nuo šaldytuvo 90° kampu

autorių atitinkamomis priklausomybėmis (ordinačių ašyje atidėta santykinė atidavimo koeficiento reikšmė  $\alpha_k / \alpha_{1M}$ ; čia  $\alpha_{1M}$  – šilumos atidavimo reikšmė, kai šilumokaičio aukštis yra vienas metras). Kitų autorių kriterinės lygtys, pavyzdžiui, (8) ir (9), rodo, kad šilumos atidavimo koeficientas mažėja didėjant aukščiui  $H$ , tuo tarpu autorių [2] ši priklausomybė – priešinga.

Dėl išvardytų abejonių teoriškai nustatyti virbalinio kondensatoriaus šilumos atidavimo koeficientą Bendroje KTU ir „Snaigės“ tyrimų laboratorijoje buvo atlikti eksperimentiniai tyrimai. Jų metu išorinis šilumos atidavimo koeficientas natūraliosios konvekcijos sąlygomis buvo nustatytas dviem skirtingais būdais. Vienas jų – realiomis darbo sąlygomis šaldytuvo šaldymo sistemos sudėtyje, kitas – specialaus stendo pagalba. Principinė stendo schema tokia pati, kaip ir autorių [2], tačiau naudotas mažesnis temperatūrų skirtumas, taip siekiant priartinti mainus prie tų, kurie vyksta realiomis sąlygomis šaldytuvo šaldymo sistemoje.

### EKSPERIMENTINIS TYRIMAS

Siekiant eksperimentiškai nustatyti kondensatoriaus šilumos atidavimo koeficientą, reikia rasti jo šilumos našumą  $Q$ , kurio santykis su temperatūrų skirtumo ir mainų ploto sandauga duoda vidutinį šilumos atidavimo koeficientą, t. y.  $\bar{\alpha} = Q / (f_{kd} \Delta t)$ . Šilumos mainų bendras paviršiaus plotas, šiuo atveju, žinomas:  $f_{kd} = 0,814 \text{ m}^2$ . Temperatūrų skirtumas tarp kondensacijos paviršiaus ir aplinkos oro matuotas keliose vietose, o po to nustatytas vidutinis  $\Delta t$ . Bandymai buvo atlikti termokameroje, kurioje palaikoma 25 °C temperatūra. Kai konvekcija natūrali ir šilumos mainų erdvė apribota, gavome 40 °C kondensacijos temperatūrą, ir 36,7 °C, kai kondensatorius atlenktas 90° kampu nuo šaldytuvo galinės sienelės (6 pav.). Pirmasis atvejis nėra griežtai apibrėžtas dėl kompresoriaus įtakos: kompresoriaus temperatūra darbo metu aukšta ir tai

šiek tiek padidina oro temperatūrą kondensatoriaus erdvėje. Todėl bandymai atlikti su neapribotoje erdvėje patalpintu kondensatoriumi, kai jis buvo atlenktas  $90^\circ$  kampu, nepažeidžiant jo jungčių su šaldymo sistema (6 pav.).

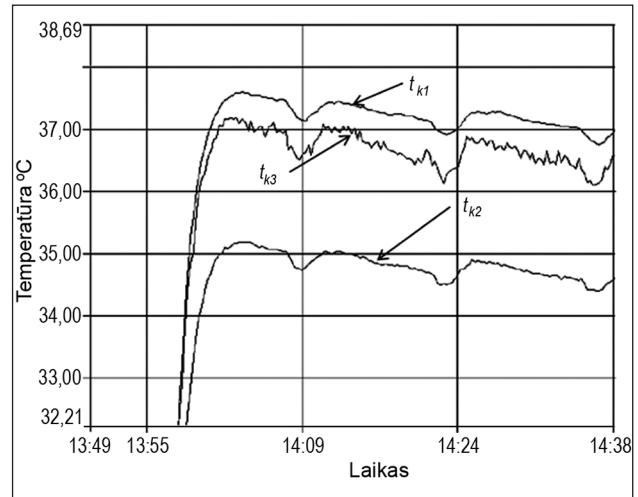
Bandymų metu buvo matuojamos 5 aplinkos temperatūros, išdėstytos skirtinguose aukščiuose, taip pat kondensatoriaus paviršiaus temperatūros  $t_{kd1}$ ,  $t_{kd2}$ ,  $t_{kd3}$ . Kondensatoriaus aplinkos temperatūros šiek tiek skiriasi nuo bandymų kameros (termokameros) vidutinės temperatūros dėl oro išsiskuoksnavimo (7 pav.). Vidutinė kondensatoriaus aplinkos temperatūra šiuo atveju  $t_{ko} = 24,1^\circ\text{C}$ . Tokiu būdu eksperimentinių tyrimų metu gavome, kad  $\Delta t = 12,6^\circ\text{C}$ .

Kondensatoriaus šilumos našumas  $Q$  ((16) formulė) priklauso nuo kompresoriaus našumo, t. y. nuo jame cirkuliuojančio agento masinio debito  $g_k$ . Formulėje  $h_{kd1}$ ,  $h_{kd2}$  – atitinkamai į kondensatorių ir iš jo išeinančio šaldymo agento entalpijos, randamos pagal temperatūras  $t_{kd1}$ ,  $t_{kd2}$ , kai kondensacijos slėgis atitinka kondensacijos temperatūrą. Temperatūros registruojamos kompiuteriu kas 15 sekundžių (7 pav.). Darbo ciklo viduryje, kai agento virimo temperatūra yra  $-25^\circ\text{C}$ , gauname, kad  $t_{kd1} = 37,3^\circ\text{C}$ ,  $t_{kd2} = 34,8^\circ\text{C}$ ,  $t_{kd3} = 36,7^\circ\text{C}$ . Pagal šiuos dydžius randame, kad  $h_{kd1} = 606,5$  kJ/kg,  $h_{kd2} = 282,2$  kJ/kg.

Kompresoriaus masinį cirkuliuojančio agento kiekį  $g_{kd}$  randame kompresoriaus kalorimetrinių bandymų būdu. Bendroje KTU ir „Snaigės“ tyrimų laboratorijoje yra kompresorių kalorimetravimo standas, kurio pagalba galime bandyti kompresorius esant įvairioms sąlygoms. Šiuo atveju kompresoriaus našumas ir efektyvumas nustatyti šaldytuvų standartinių bandymų sąlygomis, o ne pagal kompresorių bandymų standartinės CECOMAF arba ASHRAE sąlygas. Šios sąlygos smarkiai skiriasi (pavyzdžiui, kompresorius bandomas nepertraukiamu režimu, o šaldytuvas – cikliniu, kondensacijos temperatūra pirmuoju atveju  $55^\circ\text{C}$ , o šaldytuve ji  $35\text{--}40^\circ\text{C}$ ). Taigi, esant  $36,7^\circ\text{C}$  kondensacijos ir  $-27,6^\circ\text{C}$  virimo temperatūrai, nustatytas HTK80AA kompresoriaus šalčio našumas  $Q_o = 109$  W. Virimo temperatūra  $-27,6^\circ\text{C}$  gauta įvertinus realius hidraulinius nuostolius siurbimo į kompresorių vamzdelyje bei pačiame garintuve. Eksperimentiškai šie nuostoliai nustatyti taip: darbo ciklo metu, kai virimo temperatūra garintuve pasiekia  $-25^\circ\text{C}$ , matuojamas slėgis kompresoriaus gaubte; virimo slėgis garintuve, kai temperatūra  $-25^\circ\text{C}$ , yra  $0,587$  kPa. Tuo tarpu kompresoriaus gaubte išmatuojame mažesnę slėgį:  $0,522$  kPa. Šis slėgių skirtumas parodo hidraulinius nuostolius agentui tekant garintuve ir ypač siurbimo vamzdelyje, kur tekėjimo greitis yra didžiausias. Būtent šis  $0,522$  kPa slėgis atitinka  $-27,6^\circ\text{C}$  virimo temperatūrą.

Cirkuliuojančio agento kiekis  $g_k$  skaičiuojamas pagal (17) formulę, kurioje  $h_1$ ,  $h_4$  – atitinkamai garo ir skysčio entalpijos esant siurbiamų į kompresorių garų temperatūrai  $22^\circ\text{C}$  ir skysčio temperatūrai už kondensatoriaus  $t_{kd2} = 34,8^\circ\text{C}$  (8 pav.).

Siurbiamų garų temperatūra ( $22^\circ\text{C}$ ) buvo išmatuota šaldytuvo bandymų metu. Esant šioms sąlygoms  $h_1 = 592,5$



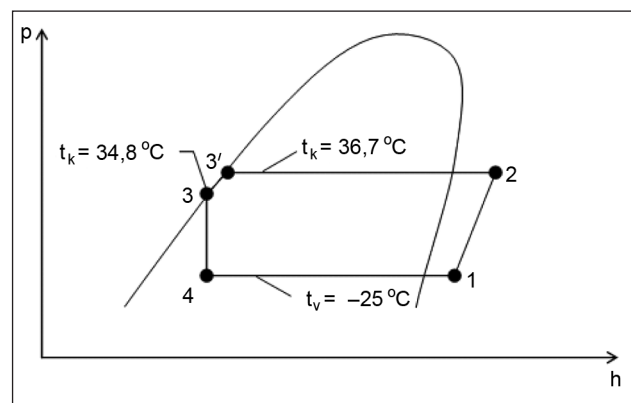
7 pav. Kondensatoriaus paviršiaus temperatūrų dinamika vieno darbo ciklo metu

kJ/kg,  $h_4 = 282,2$  kJ/kg, cirkuliuojančio agento kiekis  $g_{kd} = 0,000351$  kg/s, o kondensatoriaus į aplinką šalinamas šilumos srautas (našumas)  $113,9$  W.

Tokiu būdu, naudodamiesi  $\bar{\alpha} = Q / (f_{kd} \Delta t)$  lygtimi, apskaičiuojame, kad kondensatoriaus šilumos atidavimo koeficientas  $\bar{\alpha} = 11,1$  W / ( $\text{m}^2$  K). Matyti, kad šis dydis šiek tiek mažesnis, nei apskaičiuotas pagal teoriją (pagal [2] autorių siūlomą lygtį gavome, kad  $\bar{\alpha} = 12,6$  W / ( $\text{m}^2$  K)).

Kompresoriaus kalorimetrinių bandymų metu buvo atlikta daugiau matavimų, kurių nepateikia kompresorių gamintojai. Pavyzdžiui, siekiant efektyvesnio šaldytuvo darbo, labai svarbu žinoti, kiek galima tikėtis sumažinti jo elektros energijos sąnaudas sumažinus kondensacijos temperatūrą. Kompresorių gamintojai pateikia kompresorių charakteristikas esant įvairioms virimo temperatūroms, tačiau esant vienai ( $55^\circ\text{C}$  arba  $54,4^\circ\text{C}$  (priklauso nuo to, kurio standarto laikomasi)) kondensacijos temperatūrai. Laboratorijoje atliktų bandymų rezultatai pateikti 2 lentelėje ir 9 pav.

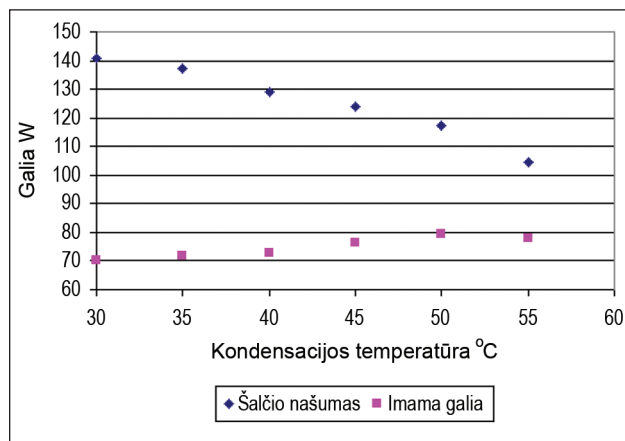
Taip pat atlikti kalorimetriniai bandymai esant įvairioms kompresoriaus temperatūroms. Kompresoriaus temperatūros



8 pav. Kalorimetrinių bandymų darbinis ciklas p-h diagramoje (šaldymo agentas R600a)

2 lentelė. Eksperimentiškai gauto kompresoriaus šalčio našumo ir suvartojamos elektros energijos priklausomumas nuo kondensacijos temperatūros, kai virimo temperatūra  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$

Kondensacijos temperatūra $^{\circ}\text{C}$	30	35	40	45	50	55
Našumas W	141	137	129	124	117,5	104,5
Imama galia W	70	72	73	76,5	79,5	78



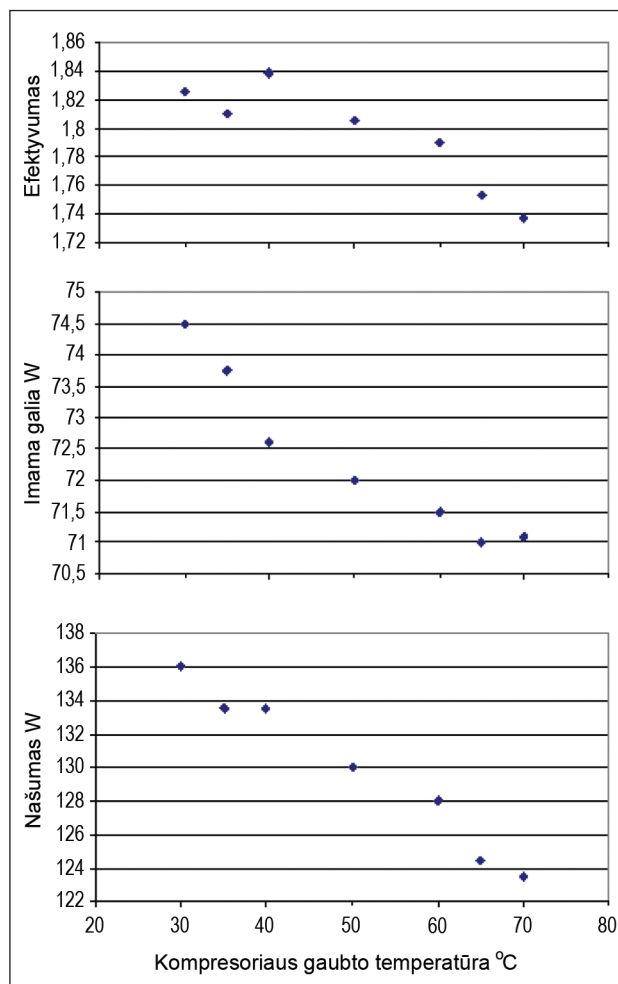
9 pav. Kompresoriaus šalčio našumo ir suvartojamos elektros energijos priklausomybės nuo kondensacijos temperatūros, kai virimo temperatūra  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$

režimas turi įtakos jo darbo charakteristikoms. Kylant temperatūrai, našumas ir imamas galingumas mažėja. Mažėja ir kompresoriaus efektyvumas, nes našumas mažėja sparčiau. Kompresorių gamintojai pateikia šias charakteristikas tik esant maksimaliai temperatūrai, kai kompresorius dirba nepertraukiamu režimu. Tuo tarpu šaldytuvų bandymų metu kompresoriaus temperatūra yra žemesnė, nes jis dirba cikliškai. Šių bandymų rezultatai parodyti 10 pav.

KTU laboratorijoje buvo atlikti to paties kondensatoriaus (jo geometrinės charakteristikos 1 lent.) eksperimentinis tyrimas pagal autorių [5] metodiką. Eksperimentinio stendo schema parodyta 11 pav.

Rezervuare 1 palaikoma  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  vandens temperatūra elektros kaitintuvu 2, kuris valdomas kontaktiniu termometru 3. Ventilais 4 palaikomas pastovus vandens aukštis, siekiant kuo tolygesnio vandens debito kondensatoriuje. Vandens temperatūros prieš kondensatorių ir po jo matuojamos laboratoriniais termometrais, kurių tikslumas  $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Lyginant su temperatūrų matavimo tikslumu, vandens debitas buvo matuojamas didesniu tikslumu –  $0,2\text{ g/min}$ , o tai ne daugiau kaip  $0,5\%$ . Vanduo buvo surenkamas į indą 7 ir sveriamas laboratorinėmis svarstyklėmis 8. Buvo atlikti penki bandymai, kurių rezultatai pateikti 3 lentelėje.

Matyti, kad abiejų eksperimentinių tyrimų rezultatai yra šiek tiek mažesni už teorinius, apskaičiuotus pagal autorių [2, 5] lygtį. Jau minėta, kad šių autorių virbalinio kondensatoriaus tyrimai [5] buvo atlikti esant didesniems aplinkos ir kondensatoriaus paviršiaus temperatūrų skirtumams bei neizoterminiam kondensatoriaus paviršiui. Nepaisant to, galime teigti, kad bandymų ir teorijos rezultatai sutampa patenkinamai.



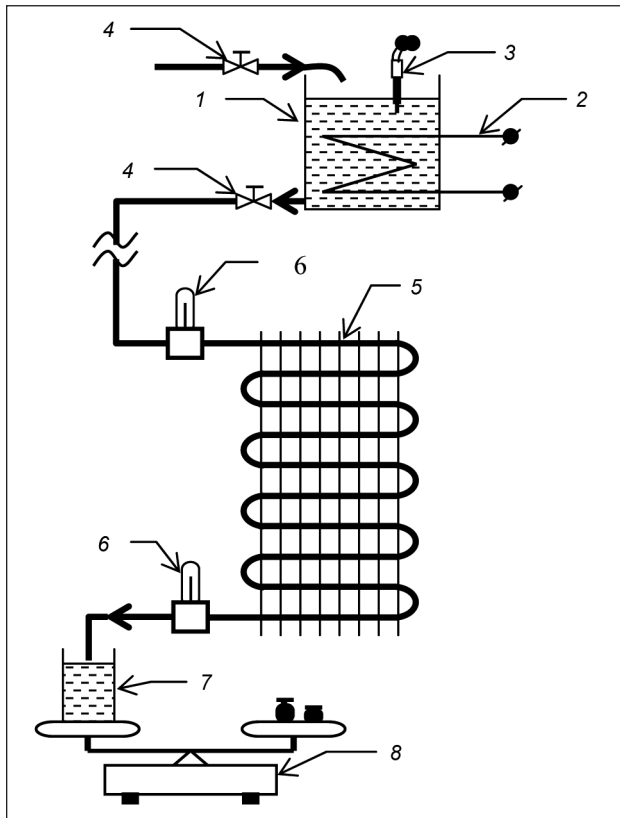
10 pav. Kompresoriaus kalorimetriniai rezultatai esant įvairioms kompresoriaus temperatūroms, kai virimo ir kondensacijos temperatūros atitinkamai  $-25$  ir  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$

### ŠILUMOS MAINŲ ESANT MIŠRIAIAI KONVEKCIJAI MATEMATINIS MODELIS

Virbalinio kondensatoriaus geometrinių dydžių modeliavimas ir optimizavimas esant mišriajai oro konvekcijai neįmanomas be virbų šilumos atidavimo koeficiento reikšmės. Šis koeficientas turi tiesioginę įtaką briaunos efektyvumo koeficientui  $E$ . Esamos ir kitokių geometrinių parametų kondensatoriaus virbų efektyvumo koeficiento  $E$  priklausomybės nuo šilumos atidavimo koeficiento parodytos 12 pav. Matyti, kad šilumos atidavimo koeficientas  $\alpha$  turi didelę įtaką briaunos efektyvumo koeficientui, todėl modeliuojant ir optimizuojant kondensatorių mišriosios konvekcijos darbo sąlygomis, būtina pakankamai tiksliai nustatyti  $\alpha$ .

3 lentelė. Kondensatoriaus šilumos mainų tyrimo rezultatai

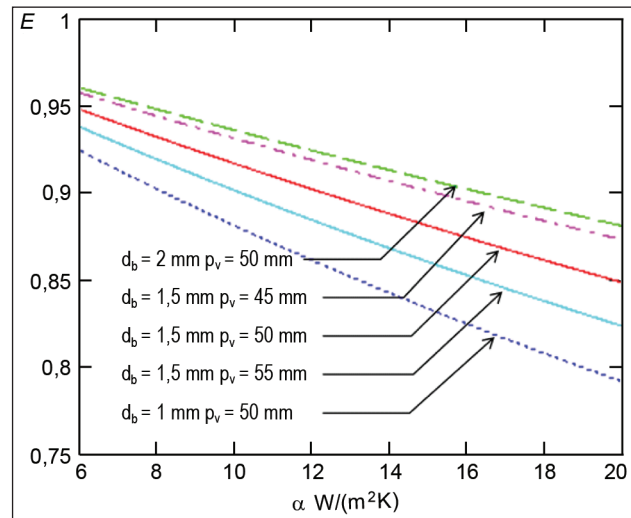
Bandymo Nr.	Išėjimo temperatūra $t_{v1}$ °C	Išėjimo temperatūra $t_{v2}$ °C	Aplinkos temperatūra $t_0$ °C	Logaritmas $\Delta t$ °C	Vandens debiutas $g, g/min$	Šiluminis našumas $QW$	Šilumos atidavimo koeficientas $\bar{\alpha} W / (m^2 K)$
1	39,2	31,0	21,9	12,76	191,5	109,3	10,52
2	39,2	31,2	21,9	12,89	193,7	107,9	10,28
3	39,2	31,2	22,1	12,68	191,4	106,5	10,32
4	39,1	31,4	22,2	12,66	196,2	105,1	10,20
5	39,1	31,3	22,3	12,50	190,0	103,0	10,12



11 pav. Kondensatoriaus eksperimentinių tyrimų stendo schema pagal [5] metodiką. 1 – vandens rezervuaras; 2 – elektrinis kaitin tuvas; 3 – kontaktinis termometras; 4 – vandens debito reguliavimo ventiliai; 5 – virbalinis kondensatorius; 6 – gyvsidabriniai termometrai; 7 – debito matavimo indas; 8 – svarstyklės

Priverstinės konvekcijos dedamoji, šiuo atveju, sukuria mažo galingumo ventiliatoriumi pučiant orą į viršų ta pačia kryptimi natūraliai kylančiam orui (1 pav.). Tiksliai išmatuoti oro greitį yra sudėtinga dėl netaisyklingos formos šilumos mainų paviršiaus. Taigi negalima tiksliai apskaičiuoti ir  $Re$  kriterijaus. Dėl to šilumos mainus skaičiuojame pasitelkdami matematinį modelį, pagrįstą prielaida, kad šilumos atidavimo koeficientas turi tiesioginę įtaką kondensacijos temperatūrai. 13 pav. pateiktas bandymų fragmentas iki ir po ventiliatoriaus įjungimo. Matyti, kaip vos 0,5 W galingumo ventiliatorius turi įtaką kondensacijos temperatūrai ir kartu šaldytuvo elektros energijos sąnaudoms.

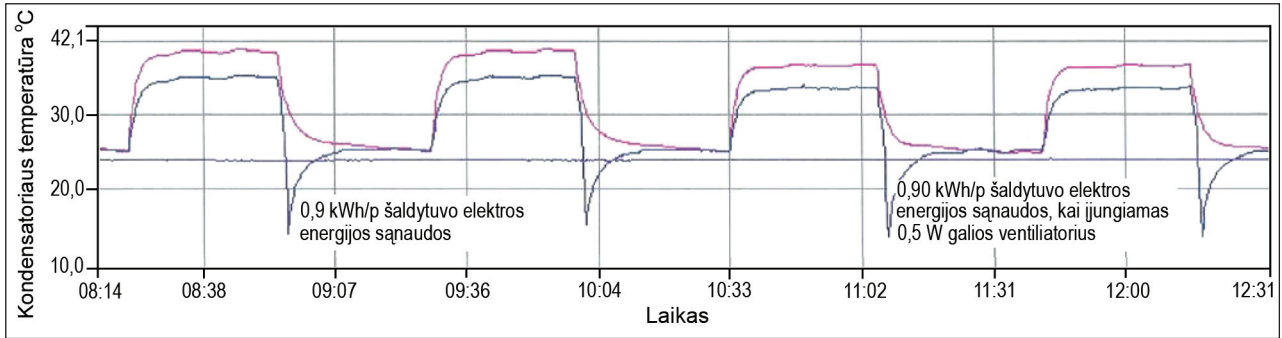
Taigi virbų šilumos atidavimo koeficientas, esant kitoiems nei natūralioji konvekcija šilumos mainams, šiuo atve-



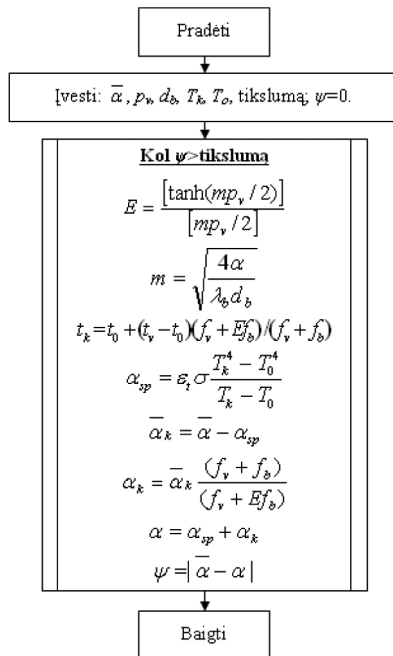
12 pav. Virbalinio kondensatoriaus briaunos efektyvumo koeficiento  $E$  priklausomumas nuo šilumos atidavimo koeficiento  $\alpha$

ju apskaičiuojamas remiantis eksperimentiškai nustatytu bendru vidutiniu šilumos atidavimo koeficientu  $\bar{\alpha}$ . Abiem eksperimentiniais tyrimais gautas panašus dydis, kurio vidurkis  $\bar{\alpha} = 10,7 W / (m^2 K)$ . Esant tokiai reikšmei, virbų faktinę šilumos atidavimo koeficiento reikšmę apskaičiuojame priartėjimo būdu. Pradžioje priimdami, kad faktinė reikšmė  $\bar{\alpha} = 10,7 W / (m^2 K)$ , apskaičiuojame briaunos efektyvumo koeficientą ((11) ir (13) lygtys). Toliau pagal (15) lygtį apskaičiuojame  $\alpha_{sp}$  ir jį atimame iš  $\bar{\alpha}$ . Taip apskaičiuojame  $\bar{\alpha}_k$ . Naudodamiesi (15) lygtimi, išreiškiame faktinę konvekcinių mainų šilumos atidavimo reikšmę  $\alpha_k$ , kuriai esant pridėję  $\alpha_{sp}$  gauname naują, patikslintą, virbų faktinio šilumos atidavimo koeficiento reikšmę  $\alpha$ . Šią reikšmę vėl įrašome į (11) lygtį ir skaičiavimus kartojame, kol gauname numatyto tikslumo  $\alpha$  reikšmę. Skaičiavimo algoritmas parodytas 14 pav. (žr. 13 pav.). Panašiai atliekame ir virbų šilumos atidavimo koeficiento skaičiavimus esant mišriajai oro konvekcijai. Tik šiuo atveju iš pradžių randame vidutinį šilumos atidavimo koeficientą  $\bar{\alpha}$ . Jį randame pagal kondensacijos temperatūrą, kuri kartu yra briaunos pagrindo temperatūra. Iš Niutono šilumos mainų lygties žinome, kad esant tam pačiam šiluminiam apkrovimui ir mainų plotui, šilumos atidavimo koeficientas yra tiek didesnis, kiek sumažėja temperatūrų skirtumas tarp paviršiaus ir aplinkos. Turėdami vidutinę mišrios konvekcijos  $\bar{\alpha}$  reikšmę, pagal anksčiau aprašytą algoritmą apskaičiuojame faktinį





13 pav. Kondensatoriaus temperatūrų dinamika šaldytuvo darbo metu



14 pav. Skaičiavimo algoritmas

### Žymėjimai

- $c$  – savitoji šiluma J / (kg K);
- $d$  – skersmuo m;
- $E$  – briaunos (virbo) efektyvumo koeficientas;
- $f$  – plotas m<sup>2</sup>;
- $g$  – laisvojo kritimo pagreitis 9,82 m/s<sup>2</sup>;
- Gr – Grashofo kriterijus;
- $h$  – entalpija J/kg;
- $H$  – kondensatoriaus aukštis arba briaunos ilgis m;
- $m$  – briaunos parametras;
- Pr – Prandtlio kriterijus;
- $p$  – žingsnis;
- $Q$  – šilumos srautas (našumas) W;
- Ra – Realėjaus kriterijus;
- Re – Reinoldso kriterijus;
- $T$  – temperatūra K;
- $\alpha$  – šilumos atidavimo koeficientas W / (K m<sup>2</sup>);
- $\beta$  – temperatūros plėtimosi koeficientas  $\beta = \frac{1}{T}$ , K<sup>-1</sup>;
- $\lambda$  – šilumos laidumo koeficientas W / (m K);
- $\mu$  – dinaminė klampa (N s) / m<sup>2</sup>;
- $\rho$  – tankis kg/m<sup>3</sup>.

virbų šilumos atidavimo koeficientą  $\alpha$  ir koeficientą  $E$ . Tokio matematinio algoritmo pagalba galima atlikti kondensatoriaus konstrukcinį modeliavimą siekiant didžiausio jo efektyvumo mažiausiomis metalo sąnaudomis. Pastarojo darbo rezultatai bus paskelbti vėlesniuose straipsniuose.

### IŠVADOS

1. Teoriniai ir eksperimentiniai buitinių šaldytuvų kondensatorių tyrimai parodė, kad nėra pakankamai tikslios šilumos atidavimo koeficiento natūraliųjų konvekcija skaičiavimo metodikos. Autorių [2, 5] siūloma metodika tinka virbalinių kondensatorių modeliavimui ir duoda patenkinamą sutapimą su eksperimentiniais rezultatais.

2. Tolesniems kondensatoriaus tyrimams sukurtas mišriosios konvekcijos šilumos mainų matematinis modelis, paremtas eksperimentiškai nustatyta šilumos atidavimo koeficiento reikšme ir prielaida, kad kondensacijos temperatūrą lemia išorinių mainų efektyvumas.

### Indeksai

- 1 M – kai aukštis yra 1 metras;
- $b$  – briauna (virbas) / briaunos (virbo);
- $k$  – konvekcijos / konvekcinis;
- $kd$  – kondensatorius / kondensatoriaus, kondensacija;
- $ko$  – oras prie pat kondensatoriaus paviršiaus;
- $o$  – oras / oro;
- $sp$  – spindulinis;
- $v$  – vamzdelis / vamzdelio.

Gauta 2011 01 05  
Priimta 2011 02 18

## Literatūra

1. Zhukauskas A. A. *Konvektivny perenos v teploobmennikakh*. Moskva: Nauka, 1982. 472 p.
2. Bansal P. K., Chin T. C. Modeling and optimisation of wire-and-tube condenser. *International Journal of Refrigeration*. 2003. Vol. 26. P. 601–613.
3. Ameen A., Molik S. A., Mahmud K., Quadir G. A., Seetharamu K. N. Numerical analysis and experimental investigation into the performance of a wire-on-tube condenser of a retrofitted refrigeration. *International Journal of Refrigeration*. 2006. Vol. 29. P. 495–504.
4. Hoke J. L., Clausing A. M., Swofford T. D. An experimental investigation of convective heat transfer from wire-on-tube heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*. 1997. Vol. 119. P. 348–356.
5. Tagliafico L., Tanda G. Radiation and natural convection heat transfer from wire-and-tube heat exchangers in refrigeration appliances. *International Journal of Refrigeration*. 1997. Vol. 20. No. 7. P. 461–469.
6. Lee T.-H., Yun J.-Y., Lee J.-S., Park J.-J., Lee K.-S. Determination of airside heat transfer coefficient on wire-on-tube type heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2001. Vol. 44. P. 1767–1776.
7. White F. M. *Heat Transfer*. Addison-Wesley, Reading, MA, 1984.
8. LeFevre E. J., Ede A. J. Laminar free convection from the outer surface of a vertical circular cylinder. *Proceedings of 9th International Congress on Applied Mechanics*. Brussels, 1956. Vol. 4. P. 175–183.
9. Sparrow E. M., Gregg J. L. Laminar free convection heat transfer from the outer surface of a vertical circular cylinder. *Journal of Heat Transfer*. 1956. Vol. 78. P. 1823–1829.

Ignas Hofmanas, Vytautas Dagilis

#### HEAT TRANSFER IN WIRE-AND-TUBE CONDENSER BY NATURAL AND MIXED CONVECTION

##### Summary

The performance efficiency of domestic refrigerators depends on the efficiency of condensers. The condenser is usually a wire-and-tube heat exchanger used to take away condensation heat by natural convection. It is a vertical exchanger; air moving around it reaches a turbulent flowing mode. On the other side, the rising air becomes warmer and reduces exchange efficiency. By artificially increasing air motion speed, we increase the heat transfer factor and involve the colder air into the area from the sides of the condenser. The paper deals with a detailed review of literature, which becomes the

basis for the mathematical model used for the calculation of the heat transfer factor in the mixed convection case. Heat exchange experimental tests were performed under both real conditions when the condenser worked on-line with the refrigerating system, and off-line. Based upon the obtained results, a mathematical model has been compiled, which enables calculating and modeling mixed convection heat exchange, in which a low-capacity fan is installed to create an additional movement by the rising air. The final purpose of the study is condenser construction modelling and its optimization for mixed convection conditions.

**Key words:** condenser, natural convection, heat transfer factor, modelling, mixed convection

Игнас Гофманас, Витаутас Дагилис

#### ТЕПЛООБМЕН ПРУТКОВОГО КОНДЕНСАТОРА ПРИ НАТУРАЛЬНОЙ И СМЕШАННОЙ КОНВЕКЦИИ

##### Резюме

Эффективность работы бытовых холодильников в большой степени определяется эффективностью конденсатора. Конденсатор – обычно металлическими прутками оребренный змеевик, который отводит тепло конденсации натуральной конвекцией. Это вертикальный теплообменник, конвектирующий воздух около которого достигает турбулентного режима течения. С другой стороны, поднимающийся воздух становится все теплее, что снижает эффективность теплообмена. Искусственно увеличив скорость движения воздуха, достигаем не только большего коэффициента теплоотдачи, но и подсосывания более прохладного воздуха с боковых сторон конденсатора. В работе представлен обзор научной литературы, с помощью чего разработана математическая модель для вычисления коэффициента теплоотдачи при смешанной конвекции. Проведены экспериментальные исследования теплообмена конденсатора как в реальных условиях, когда конденсатор работает в отставе холодильной системы, так и в отдельных условиях работы. На основе полученных результатов разработана математическая модель, позволяющая вычислить и моделировать теплообмен смешанной конвекцией, когда вентилятором малой мощности создается дополнительное попутное движение воздуха вверх. Окончательная цель этой работы – моделирование и оптимизация конструкции конденсатора в условиях смешанной конвекции.

**Ключевые слова:** конденсатор, натуральная конвекция, коэффициент теплоотдачи, моделирование, смешанная конвекция