



ŠILUMOKAIČIO TARP VANDENS IR ORO EKSPERIMENTINIS TYRIMAS IR MODELIAVIMAS

Artur RUBCOV¹, Sabina PAULAUSKAITĖ², Violeta MISEVIČIŪTĖ³

Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Vilnius, Lietuva

El. paštas: ¹artur.rubcov@stud.vgtu.lt; ²sabina.paulauskaite@vgtu.lt; ³violeta.miseviciute@vgtu.lt

Santrauka. Pateikiami šilumokaičio tarp vandens ir oro, naudojamo orui vėsinti vėdinimo sistemoje, eksperimentinio ir teorinio tyrimo rezultatai esant sausai ir šlapiai banguotai šilumokaičio plokšteli. Atlikus eksperimentinius tyrimus $1000 < Re < 4500$ Reinoldso kriterijaus kitimo intervale, taikant LMTD-LMED skaičiavimo metodiką, nustatyta šilumos perdavimo koeficiento priklausomybė nuo tiekiamo oro kiekio ir esant skirtingai šilumokaičio geometrijai (vamzdelių eilių skaičiui, atstumui tarp plokštelių, plokštelės storio ir vamzdelio skersmens). Eksperimentinių tyrimų metu tirti 9 šilumokaičiai šildymo ir 6 šilumokaičiai vėsinimo režimu. Apdorojant eksperimentinių tyrimų rezultatus išvesta empirinė formulė, kuri nusako tirtų šilumokaičių šilumos perdavimo koeficiento charakteristikas. Maksimalus šilumos perdavimo koeficiento nuokrypis lygus 11,6 %. Taip pat nustatytas šlapios plokštelės pataisos koeficientas (Lewis' o skaičius), kuris svyruoja nuo 0,75 iki 1,1, priklausomai nuo Reinoldso skaičiaus. Maksimalus galios nuokrypis lygus 3,7 %. Gautos lygtys gali būti taikomos tik tam tikrai šilumokaičių grupei (su vienoda plokštelių forma arba atstumu tarp vamzdelių). Atliekant eksperimentinį bandymą ir modeliavimą ANSYS programa gauti rezultatai yra palyginti ir gauta, kad šilumos perdavimo koeficientai skiriasi nuo 6,5 iki 11,4 %.

Reikšminiai žodžiai: ANSYS, banguota plokštelė, modeliavimas, šilumokaitis tarp vandens ir oro, sausas plokštelės paviršius, šilumos perdavimo koeficientas, šlapias plokštelės paviršius.

Įvadas

Griežtėjant naujų pastatų energijos vartojimo efektyvumo reikalavimams (STR 2.01.02:2016), juose tampa privalomas mechaninių (priverstinių) vėdinimo sistemų įrengimas, užtikrinantis reikiamą patalpų oro apykaitą bei kokybę. Projektuojant priverstines vėdinimo sistemas numatomi vėdinimo įrenginiai, kuriuose vyksta oro apdorojimo procesai. Nepaisant to, kad vėdinimo įrenginiuose yra įrengti šilumogražiai, skirti šalinamo oro šilumai (vėšai) atgauti, dalį šilumos arba vėšos reikia suteikti tiekiamam orui papildomai. Šiam tikslui dažniausiai yra naudojami šilumokaičiai tarp vandens ir oro, kuriais oras paruošiamas iki reikiamų parametrų.

Šiuo metu rinkoje egzistuoja didelė šio tipo šilumokaičių konfigūracijų įvairovė. Projektuojant pastatą tiek projektuotojams, tiek įrangos gamintojų tiekėjams labai svarbu turėti tokią įrenginio parinkimo programą, kuri per trumpą laiką tarpą sugebėtų parinkti optimalaus dydžio ir konfigūracijos įrenginį. Parenkant šilumokaitį labai svarbu parinkti tokį jo dydį, kad jis užtikrintų ne tik tiekiamo oro parametrus esant projektinėms sąlygoms, bet kartu nebūtų per didelis, nes dėl išaugusių slėgio nuostolių išauga investicijos ir eksploatacinės išlaidos. Parenkant šilumokaitį tarp

vandens ir oro, atliekant skaičiavimus atsiranda sunkumų, kai susiduriama ne tik su šilumos, bet ir su masės mainais.

Kaip rodo atliktų tyrimų apžvalga (Kim, N. H.; Kim, T. 2015; Pirompugd *et al.* 2009), didžiausią įtaką šilumos perdavimui daro oro ir vandens pasienio sluoksnių, vamzdelio sienelės bei plokštelės varžos, kitos varžos bendrai varžai daro nežymią įtaką, todėl nenagrinėjamos. Dažniausiai yra tiriamos (Lin *et al.* 2002; Youn, Kim 2007; Pirompugd *et al.* 2009; Wang, Liaw 2012) ir nustatomos įvairių šilumokaičio iš plokščios formos plokštelių konfigūracijos (vertikalus ir horizontalus atstumas tarp vamzdelių, plokštelės forma, vamzdelių skersmuo ir t. t.), oro pasienio sluoksniu šilumos perdavimo koeficiento priklausomybė nuo Reinoldso skaičiaus, kurių eksperimentinių tyrimų rezultatus įmanoma palyginti su teoriniais duomenimis. Šiame tyrime pasirinkta nagrinėti iš vingiuotos (banguotos) formos plokštelių pagaminto šilumokaičio tarp vandens ir oro šilumos perdavimo priklausomybę nuo Reinoldso skaičiaus, nes trūksta tyrimų, kuriuose būtų nagrinėjamos tokios formos plokštelių charakteristikos. Atsižvelgiant į varžas, kurios turi didžiausią įtaką šilumos perdavimui, toliau jos nagrinėjamos pateikiant skaičiavimus.

Šio tyrimo tikslas – pagal šilumos perdavimo koeficiento nustatymo AHRI (AHRI 2001) metodiką nustatyti *Komfovent* šilumokaičių oro pasienio sluoksnio šilumos perdavimo koeficiento priklausomybę nuo Reinoldso skaičiaus šildymo ir vėsinimo režimu. Išnagrinėti plokštelių šilumokaičių tarp vandens ir oro skaičiavimo metodikas, esant vėsinimo režimui, ir, remiantis teorinių bei eksperimentinių tyrimų rezultatais, pasiūlyti skaičiavimo metodą, kuris nereikalautų didelių kompiuterinių resursų, o skaičiavimo rezultatas būtų pakankamai tikslus.

Tyrimo objektas

Oro paruošimo įrenginiuose, be šilumogražos įrenginių, orui vėsinti naudojami papildomi šilumokaičiai, kurie būna dviejų tipų: vienuose kaip šaltnešis naudojamas vanduo, kituose – freonas. Orui vėsinti dažniau naudojami vandeningi šilumokaičiai, kurie taip pat būna dviejų rūšių: kai kaip šaltnešis naudojamas tik vanduo ir kai naudojamas vandens bei propilenglikolio mišinys, kuris neleidžia šaltnešiui užšalti. Nagrinėjamo šilumokaičio schema (a), skerspjūvis (b) ir plokštelės forma su charakteringais parametrais (c) pavaizduota 1 pav.

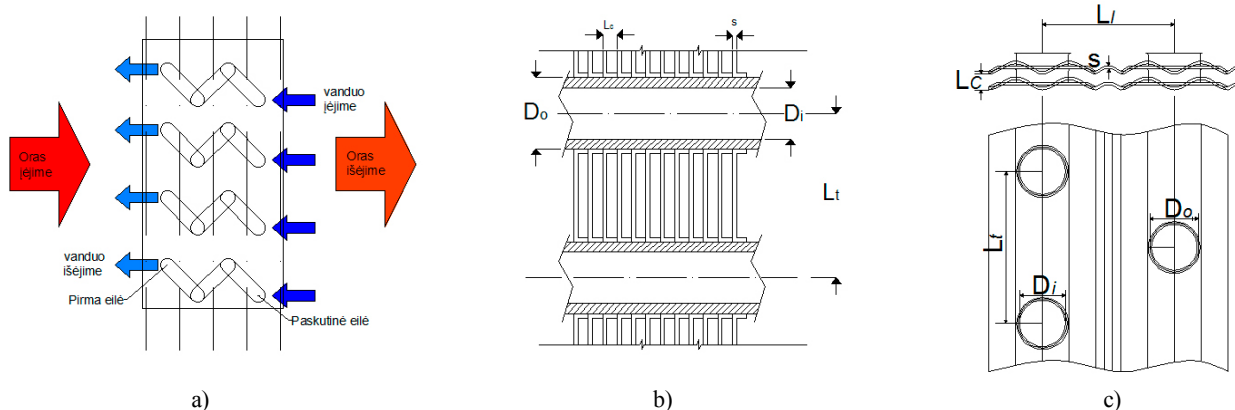
Tyrimo objektas – šilumokaičio tarp vandens ir oro (1 pav., a) tyrimas, esant vėsinimo režimui. Šilumokaičiams iširti atliekami eksperimentiniai tyrimai ir modeliavimas.

Metodika

Ekperimentiniai šilumokaičio tyrimai

Eksperimentinių bandymų tikslas – nustatyti šilumos perdavimo koeficiento priklausomybes nuo šių parametru:

- atstumo tarp plokštelių (L_c);
- plokštelės storio (s);
- vamzdelio skersmens (D_o);
- vamzdelių eilių skaičiaus (N);
- Reinoldso skaičiaus (Re).



1 pav. Šilumokaičio tarp vandens ir oro schema (a) ir skerspjūvis (b) bei plokštelės skerspjūvis (c) su charakteringais parametrais
Fig. 1. Scheme (a) and cross-section (b) of water-air heat exchanger and plate cross-section (c) with characteristic parameters

1 lentelė. Šilumokaičių geometrijos duomenys

Table 1. Data of heat exchangers geometry

Šilumokaičio Nr.	L_p , mm	L_c , mm	L_o , mm	s , mm	N	D_o , mm
1	25,98	30,0	2,4	0,1	2	9,93
2	25,98	30,0	2,4	0,1	4	9,93
3	25,98	30,0	2,4	0,1	6	9,93
4	25,98	30,0	1,6	0,1	4	9,93
5	25,98	30,0	2,0	0,1	4	9,93
6	25,98	30,0	3,0	0,15	4	9,93
7	25,98	30,0	3,6	0,15	4	9,93
8	25,98	30,0	4,0	0,15	4	9,93
9	25,98	30,0	2,4	0,1	4	12,53

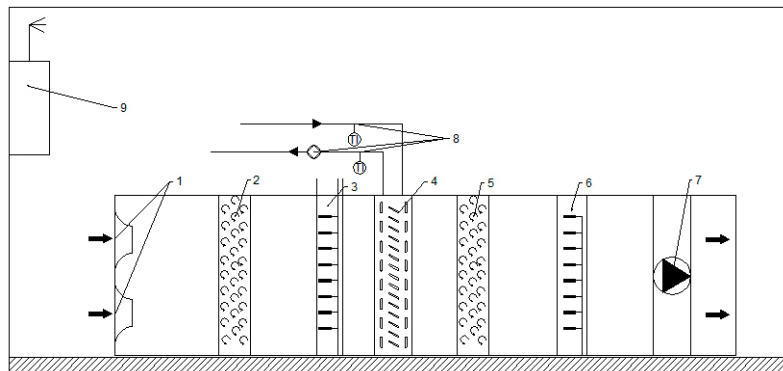
Atliekant šilumokaičių eksperimentinius bandymus buvo matuojami: oro kiekis, oro temperatūra ir drėgmė prieš šilumokaitį ir už jo, oro ir vandens slėgio perkryčiai šilumokaityje, vandens temperatūra įėjime ir išėjime, vandens srautas. Siekiant nustatyti šilumos perdavimo koeficiento priklausomybes nuo minėtų parametru buvo bandomi šilumokaičiai, besiskiriantys nuo bazinio šilumokaičio Nr. 2 (žr. 1 lentelę) tik vienu iš išvardytų parametru. 1 lentelėje pateikti visų šilumokaičių duomenys.

Šilumokaičiai Nr. 6, 7 ir 8 nuo bazinio (Nr. 2) skiriasi keliais parametrais, nes padidinus atstumą tarp plokštelių (L_c), plokštelės storis (s) padidėja (1 pav., b, c). Nagrinėjamų šilumokaičių plokštelės yra banguotos formos (1 pav., c).

Bandymai buvo atliekami specialiaame šilumokaičių testavimo stende, kurio principinė schema pateikta 2 pav. Šilumokaičių testavimo stendą sudaro: oro srauto matavimo įranga (1), oro parametru matavimo įranga prieš šilumokaitį (3) ir už jo (6), vandens srauto ir temperatūros matavimo įranga (8).

Ekspirimentinių bandymų metu šilumokaičiai testuojami keičiant oro srautą per šilumokaitį, taip nustatoma šilumos perdavimo priklausomybė nuo oro srauto. Bandymo

metu oro greitis per šilumokaitį kinta nuo 1 iki 5 m/s. Bandymams atlikti naudojami prietaisai, jų veikimo ribos, matavimo ribos ir matavimo paklaidos pateiktos 2 lentelėje.



2 pav. Principinė šilumokaičio testavimo stendo schema

1 – srauto matavimas per tūtas; 2 – srauto sumaišymo sekcija; 3 – temperatūros ir drėgmės jutikliai prieš šilumokaitį; 4 – šilumokaitis; 5 – srauto sumaišymo sekcija; 6 – temperatūros ir drėgmės jutikliai už šilumokaičio; 7 – ventiliatorius; 8 – vandens srauto matuoklis ir temperatūrų jutikliai; 9 – drėkintuvas

Fig. 2. Principal scheme of heat exchanger test stand

1 – flow measurement through nozzles; 2 – flow mixing section; 3 – temperature and humidity sensors in front of the heat exchanger; 4 – heat exchanger; 5 – flow mixing section; 6 – temperature and humidity sensors behind the heat exchanger; 7 – fan; 8 – water flow meter and temperature sensors; 9 – humidifier

2 lentelė. Naudojamų prietaisų charakteristikos

Table 2. Characteristics of the used devices

Matavimo prietaisas / įrenginys	Matavimo / veikimo ribos	Matavimų paklaida	Paskirtis
SETRA C239	0–2000 Pa	±1 %	Skirtuminis slėgio matuoklis (1 vnt.), skirtas oro kiekiui, pratekančiam per tūtas, nustatyti
TJ1 PT100	(–30)–180 °C	±0,2 °C	Temperatūros jutikliai (16 vnt.), skirti oro ir vandens temperatūrai fiksuoti prieš šilumokaitį ir už jo
Vaisala HMP 110	0–100 %	±3 % esant (–40)–0 °C ±1,5 % esant 0–(+40) °C ±3 % esant (+40)–(+80) °C	Drėgmės jutikliai (12 vnt.), skirti oro drėgmei prieš šilumokaitį ir už jo nustatyti
SETRA 267	0–2500 Pa	±1 %	Skirtuminis slėgio matuoklis (1 vnt.), skirtas slėgio perkryčiui šilumokaityje matuoti
Comet system T2114	800–1100 hPa	±0,06 %	Barometras (1 vnt.), skirtas atmosferiniam slėgiui nustatyti
Ebmpapst R3G 355–AY40	2000–5000 m ³ /h	–	Išcentrinis ventiliatorius (1 vnt.)
FLUXUS F601	–	±1,6 % arba 0,01 m/s	Ultragarsinis matuoklis (1 vnt.), skirtas vandens debitui nustatyti
Wilo Yonos MAXO 25/0,5–7	iki 7000 l/h	–	Cirkuliacinis siurblys (1 vnt.)
National instruments Compact DAQ 9178	–	–	Duomenų surinkimo sistema (1 vnt.)
Galletti MPI DC 029	28,5 kW vėsinimo režimas 33,7 kW šildymo režimas	–	Šilumos siurblys tarp oro ir vandens, gaminantis karštą ir šaltą vandenį (1 vnt.), skirtas šalto / karšto vandens temperatūrai palaikyti
Devatec ELMC30	6–30 kg/h	–	Garinis drėkintuvas

Visos matavimo priemonės prieš bandymą yra sukalibruotos tam skirtais prietaisais.

Eksperimentinių bandymų eiga

Siekiant nustatyti oro pusėje šilumos perdavimo koeficiento priklausomybę nuo pratekančio per šilumokaitį oro greičio, esant vėsinimo režimui iš pradžių pagal skaičiavimo metodiką būtina nustatyti šilumos perdavimo koeficientą, esant sausam šilumokaičiui, todėl iš pradžių atliekami šilumokaičio bandymai šildymo režimu.

Atliekant sauso paviršiaus bandymus buvo palaikoma 45 °C vandens temperatūra, o pradinė oro temperatūra buvo nuo 18 iki 20 °C. Tyrimui naudojami tik tie duomenys, kurie gauti nusistovėjus šilumos mainų režimui ir nesikeitę 2 minučių laikotarpiu, o šilumos balansas tarp vandens ir oro srauto nesiskiria $\pm 2\%$. Duomenys naudojant kompiuterį fiksuojami kas sekundę. Pažymėtina tai, kad nagrinėjami šilumos mainai, kai oro pusėje srauto režimas yra turbulentinis ($Re > 1000$).

Metodika

Atlikus literatūros apžvalgą (Rubcov 2017), kurioje buvo aptarta 11 modelių, pagal kuriuos galima nustatyti plokštelinio šilumokaičio šilumos perdavimo koeficientą, ir išanalizavus skaičiavimo modelius, įvertinus jų tikslumą bei skaičiavimo sudėtingumą, buvo pasirinkta optimali atitinkanti šio tyrimo tikslą AHRI standarto metodika (AHRI 2001). Šio modelio pasirinkimą lėmė tai, kad šis skaičiavimo modelis įvertina visas varžas, modelyje iteruojamas tik vienas dydis, modelis tinka tiek šildymui, tiek vėsinimui skaičiuoti ir gaunamas pakankamas (paklaida $\pm 5\%$) rezultatų tikslumas. Skaičiuojant šiuo metodu, bendra šilumokaičio galia nustatoma pakankamai tiksliai, tačiau nustatant latentinės galios dalį yra didelė neatitiktis realiai situacijai, todėl latentinės šilumos dalis skaičiuojama kitu metodu. Pasirinkta metodika grindžiama logaritminių temperatūrų skirtumų metodu (LMTD) (Lin *et al.* 2002) esant šildymo režimui ir menamu logaritminių entalpijų skirtumų metodu (LMED) (Xia *et al.* 2009) nagrinėjant vėsinimo režimą.

Pagrindinė pasirinkto algoritmo, taip pat ir daugelio kitų algoritmų, skaičiavimo lygtis (1):

$$Q_t = Q_{tD} + Q_{tW}, \quad (1)$$

čia Q_t – šilumokaičio galia, W; Q_{tD} – šilumokaičio galios dalis, kur plokštelė sausa, W; Q_{tW} – šilumokaičio galios dalis, kur plokštelė šlapia, W.

Bendras šilumos srautas, perduotas per šilumokaitį (Q_t), lygus šilumos srautų per sausą ir šlapią paviršius sumai (2):

$$Q_t = \frac{A_D \Delta t_m}{R} + \frac{A_W \Delta i_m}{c_{p,a} R_{a,W}}, \quad (2)$$

čia A_D – sauso išorinio šilumokaičio paviršiaus plotas, m²; A_W – šlapio išorinio šilumokaičio paviršiaus plotas, m²;

Δi_m – vidutinis logaritminis entalpijų skirtumas, kJ/kg; Δt_m – vidutinis logaritminis temperatūrų skirtumas, °C; R – suminė šilumokaičio šiluminė varža, esant sausam šilumokaičiui, (°C · m²)/W; $R_{a,W}$ – oro pasienio sluoksnio šiluminė varža, kai šilumokaitis šlapias, (°C · m²)/W; $c_{p,a}$ – oro savitoji šiluma, kJ/(kg · °C).

Šio modelio išskirtinumas yra tas, kad šilumos srautui, perduotam per sausą paviršių, skaičiuoti taikomas logaritminis temperatūrų skirtumas tarp oro ir vandens temperatūrų (3):

$$\Delta t_m = \frac{(t_{1db} - t_{w2}) - (t_{Bdb} - t_{wB})}{\ln \frac{(t_{1db} - t_{w2})}{(t_{Bdb} - t_{wB})}}, \quad (3)$$

čia t_{Bdb} – oro temperatūra, kai prasideda kondensacija šilumokaičio paviršiuje, °C; t_{wB} – vandens temperatūra, kai prasideda kondensacija šilumokaičio paviršiuje, °C; t_{w2} – ištekančio iš šilumokaičio vandens temperatūra, °C; t_{1db} – įtekančio oro sauso termometro temperatūra, °C.

Na o šilumos srautui per šlapią paviršių skaičiuoti taikomas logaritminis entalpijų skirtumas tarp oro entalpijos ir plokštelės paviršiaus menamos entalpijos. Plokštelės paviršiaus menamoji entalpija lygi sotoaus oro entalpijai paviršiaus temperatūroje (4).

$$\Delta i_m = \frac{(i_B - i_{sB}) - (i_2 - i_{s2})}{\ln \frac{(i_B - i_{sB})}{(i_2 - i_{s2})}}, \quad (4)$$

čia i_B – oro entalpija, kai šilumokaičio paviršiuje prasideda kondensacija, kJ/kg; i_{sB} – menama plokštelės entalpija, kai prasideda kondensacija šilumokaičio paviršiuje, kJ/kg; i_2 – ištekančio iš šilumokaičio oro entalpija, kJ/kg; i_{s2} – menama paviršiaus entalpija šilumokaičio išėjime, kJ/kg.

Nagrinėjame algoritme bendrą šilumokaičio suminę varžą sudaro pasienio sluoksnio šiluminė varža oro pusėje ($R_{a,D}$), metalo šiluminė varža (R_m) ir pasienio sluoksnio šiluminė varža vandens pusėje (R_w) (5).

$$R = R_{a,D} + R_m + R_w, \quad (5)$$

čia $R_{a,D}$ – oro pasienio sluoksnio šiluminė varža, kai šilumokaitis sausas, (°C · m²)/W; R_m – vamzdelio ir plokštelės šiluminė varža, (°C · m²)/W; R_w – vandens pasienio sluoksnio šiluminė varža, perskaičiuota išoriniam šilumokaičio plotui, (°C · m²)/W.

Skaičiuojant šilumos mainus naudojamas išorinis plotas, dėl to vidinio pasienio sluoksnio šiluminė varža padauginama iš koeficiento B . Pasienio sluoksnio šilumos laidumo koeficientas h_w apskaičiuojamas pagal *Petuhkovo ir Kirilovo* metodą (Taler 2016) (6):

$$R_w = \frac{B}{h_w}, \quad (6)$$

čia B – išorinio ir vidinio ploto santykis; h_w – vandens pasienio sluoksnio šiluminė varža, (°C · m²)/W.

Koeficientas B – tai išorinio ir vidinio paviršiaus plotų santykis, kuris apskaičiuojamas pagal (7) formulę:

$$B = \frac{A_0}{A_i}, \quad (7)$$

čia A_0 – šilumokaičio išorinis plotas, m^2 ; A_i – šilumokaičio vidinis plotas, m^2 .

Metalo šiluminė varža (R_m) susideda iš vamzdelio ir plokštelės šiluminės varžos (8):

$$R_m = R_t + R_f, \quad (8)$$

čia R_t – vamzdelio šiluminė varža, $(^\circ C \cdot m^2)/W$; R_f – plokštelės šiluminė varža, $(^\circ C \cdot m^2)/W$.

Vamzdelio šiluminė varža (R_t) apskaičiuojama pagal (9) formulę:

$$R_t = \frac{BD_i}{2k_t} \ln \frac{D_o}{D_i}, \quad (9)$$

čia D_i – vamzdelio vidinis skersmuo, m; D_o – vamzdelio išorinis skersmuo, m; k_t – vamzdelio šilumos laidumo koeficientas, $W/(^\circ C \cdot m^2)$.

Plokštelės šiluminė varža (R_f) priklauso nuo išorinio paviršiaus pasienio sluoksnio bei plokštelės išorinio paviršiaus naudingumo koeficiento (η) ir apskaičiuojama pagal (10) formulę:

$$R_f = \left(\frac{1-\eta}{\eta} \right) R_{a,D}. \quad (10)$$

Taikant išorinio paviršiaus naudingumo koeficientą įvertinama, kad plokštelės temperatūra yra mažesnė nei vamzdelio paviršiaus temperatūra, dėl to šilumos perdavimas sumažėja. Šilumos perdavimo nuo plokštelės sumažėjimas įvertinamas taikant plokštelės naudingumo koeficientą η_{fin} . Išorinio paviršiaus naudingumo koeficientas apskaičiuojamas pagal (11) formulę:

$$\eta = \frac{\eta_{fin} A_s + A_p}{A_0}, \quad (11)$$

čia η – išorinio paviršiaus šilumos perdavimo efektyvumas; η_{fin} – plokštelės šilumos perdavimo efektyvumas; A_s – plokštelės plotas be kaklelio, m^2 ; A_p – kaklelio plotas, m^2 .

Plokštelės šilumos perdavimo naudingumo koeficientas nustatomas pagal (12–16) formules:

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(mr_t \phi)}{mr_t \phi}, \quad (12)$$

čia η_{fin} – plokštelės šilumos perdavimo efektyvumas; m ir ϕ – plokštelės charakteringieji nedimensiniai dydžiai; r_t – vamzdelio spindulys, m.

$$m = \sqrt{\frac{2h_a}{k_{surf} s}}, \quad (13)$$

čia h_a – oro pasienio sluoksnio šilumos perdavimo koeficientas, $W/(^\circ C \cdot m^2)$; k_{surf} – plokštelės šiluminis laidumas.

$$\phi = \left(\frac{R_e}{r_b} - 1 \right) \left(1 + 0,35 \ln \left(\frac{R_e}{r_b} \right) \right), \quad (14)$$

čia R_e – plokštelės ekvivalentinis spindulys, m; r_b – plokštelės kaklelio spindulys, m.

$$R_e = 1,27 \frac{L_t}{2} 0,7^{0,5}, \quad (15)$$

čia L_t – vertikalus atstumas tarp vamzdelių, m.

Šilumokaičio išorinis vamzdelio skersmuo (D_o) ir plokštelės storis (s) taikomas (16) formulės dydžiu apskaičiuoti:

$$r_b = \frac{D_o + 2s}{2}. \quad (16)$$

Kaip jau buvo minėta, esant šlapiam paviršiui (vėsinimo režimas), šilumos perdavimas skaičiuojamas taikant oro entalpijos ir išorinio paviršiaus menamosios entalpijos skirtumą, dėl šios priežasties įvedamas šilumokaičio šilumos perdavimo charakteristikos faktorius C , kuris apskaičiuojamas pagal (17) formulę:

$$C = \frac{R_m + R_w}{c_{p,a} R_{a,W}}. \quad (17)$$

Taip pat šis faktorius gali būti išreikštas santykiu tarp išorinio paviršiaus (t_s) ir vandens temperatūrų (t_w) skirtumo bei oro entalpijos (i) ir išorinio paviršiaus menamosios entalpijos skirtumo (i_s) ir apskaičiuotas pagal (18) formulę:

$$C = \frac{t_s - t_w}{i - i_s}, \quad (18)$$

čia t_s – paviršiaus temperatūra, $^\circ C$; t_w – vandens temperatūra, $^\circ C$; i – oro entalpija, kJ/kg; i_s – išorinio paviršiaus menamoji entalpija, kJ/kg.

Šis faktorius yra pastovus visame šilumokaityje, nustačius jį iš pirmosios išraiškos (17), jį taikant galima surasti išorinio paviršiaus temperatūrą bet kuriame plokštelės taške.

Atliekant vėsinimo režimo skaičiavimus, dažniausiai oro įėjimo taške išorinio paviršiaus temperatūra yra aukštesnė už oro ramos tašką, todėl šilumokaitis būna iš dalies sausas, iš dalies šlapias. Todėl labai svarbu nustatyti vietą, kurioje oras pradeda kondensuotis. Oro entalpija, kuriai esant jis pradės kondensuotis, apskaičiuojama pagal (19) formulę:

$$i_B = \frac{t_{1dp} - t_{w2} + yi_1 + Ci_{1dp}}{C + y}, \quad (19)$$

čia t_{1dp} – įtekančio oro ramos taško temperatūra, $^\circ C$; t_{w2} – ištekančio iš šilumokaičio vandens temperatūra, $^\circ C$; y – faktorius, apibėžiantis vandens temperatūros padidėjimo ir oro entalpijos sumažėjimo santykį, $(^\circ C \cdot kg)/kJ$; i_1 – įtekančio oro entalpija, kJ/kg; i_{1dp} – įtekančio prisostinto oro sauso termometro entalpija, kJ/kg.

19 formulėje taikomas y faktorius, kuris lygus vandens temperatūros padidėjimo ir oro entalpijos sumažėjimo santykiui, jis apskaičiuojamas pagal (20) formulę:

$$y = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{i_1 - i_2}. \quad (20)$$

Sauso ir šlapio šilumokaičio išorinių pasienio sluoksnių koeficientai ($R_{a,D}$ ir $R_{a,W}$) nustatomi pagal

empirines formules, kurios gautos eksperimento metu. Esant drėgnam paviršiui oro sauso termometro temperatūra apskaičiuojama pagal (21–23) formules:

$$NTU = \frac{A_0}{c_p m_a R_{a,D}} \quad (21)$$

$$i_{\bar{s}} = i_1 - \left(\frac{i_1 - i_2}{1 - e^{-NTU}} \right) \quad (22)$$

$$t_{2db} = t_{\bar{s}} + (t_{1db} - t_{\bar{s}}) e^{-NTU}, \quad (23)$$

čia NTU – šilumos perdavimo vienetų skaičiaus efektyvumas; m_a – oro masinis srautas, kg/s; t_{1db} – įtekančio oro sauso termometro temperatūra, °C; t_{2db} – ištekančio oro sauso termometro temperatūra, °C; $t_{\bar{s}}$ – plokštelės vidutinė temperatūra, °C.

Esant sausam šilumokaičio paviršiui išeinančio oro temperatūra apskaičiuojama iš logaritminio temperatūrų skirtumo. Eksperimentiniams šilumokaičio tyrimo rezultatams patikrinti, taikant baigtinių elementų modeliavimo ANSYS programą, buvo sudarytas modelis ir atliktas gautų rezultatų palyginimas.

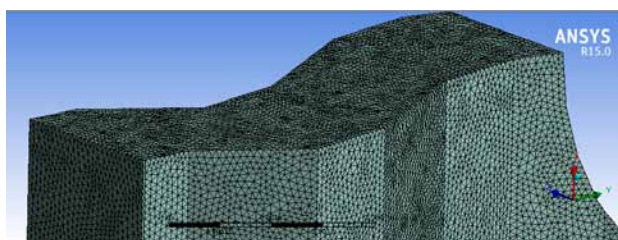
Šilumokaičio modeliavimas baigtinių elementų metodu

Šilumokaičio eksperimentinių duomenų patikimumui įvertinti taip pat buvo pasirinkta sumodeliuoti šilumokaitį baigtinių elementų metodu. Nors yra didelė modeliavimo programų, kurios veikia baigtinių elementų metodo pagrindu (*Abaqus*, *Autodesk Simulation*, ANSYS, COMSOL *Multiphysics*, *Nastran* ir t. t.), įvairovė, modeliuoti buvo pasirinkta ANSYS programa, kurią turi įsigijęs VGTU. Kadangi tokio tipo skaičiavimams reikia didelių kompiuterinių resursų, modeliuoti buvo pasirinktas turintis tik dvi vamzdelių eiles ir nesudėtingiausio modelio šilumokaitis Nr. 1.

Modeliavimo eigos aprašymas

Modelio geometrijai kurti buvo taikoma *Rhinoceros*, specialiai pritaikyta braižyti programa. Nubraižius modelį, tinkantį įvairiems uždaviniams spręsti, taikoma ANSYS modeliavimo programa. Kadangi nagrinėjama atveju yra tiek aerodinamikos, tiek termodinamikos reiškiniai, pasirenkamas *Fluid Flow (Fluent)* skaičiavimo įrankis. Importuojamas anksčiau minėtas modelis, aprašoma oro erdvė ir iš jos iškerpamas šilumokaitis, šie veiksmi atliekami, kad būtų išvengta programos klaidų.

Taikant baigtinių elementų metodą, sudėtingos geometrinės formos elementas suskaidomas į n mažų elementų, kurių forma yra paprastesnė ir kurių įmanoma aprašyti matematinėmis formulėmis. Sugeneruotą tinklą sudaro daugiau kaip 5 mln. elementų (3 pav.).



3 pav. Modelio diskretizuotas tinklas

Fig. 3. Model selected network

Toliau pažymimos įtekejimo ir ištekėjimo angos, aprašomos ir priskiriamos prie atitinkamų modelio elementų naudojamos medžiagos. Aprašius modelio geometriją, fizikines savybes, aprašomos kraštinės sąlygos. Nustatomos įtekejimo ir ištekėjimo angų kraštinės sąlygos: įvedamas norimas oro tekėjimo greitis (1 m/s, 2 m/s ir 3 m/s) bei tikrinamos ir koreguojamos sąsajos tarp elementų. Kadangi modelyje vyksta energijos perdavimas tarp skirtingų elementų, nurodomos sąsajų paskirtys, kurias patikrinus ir pakoregavus modelis parengiamas skaičiuoti, patikrinant, ar nėra modelyje esminių klaidų ir ar galima pradėti modeliavimą.

Rezultatai

Eksperimentinių bandymų rezultatai

Remiantis AHRI standartu buvo nustatytos trys priklausomybės šilumos perdavimo koeficiento išorės pasienio sluoksnyje. 3 lentelėje pateikti nagrinėjami šilumokaičio Nr. 2 (4 eilės, atstumas tarp plokštelių 2,4 mm) duomenys (atmosferos slėgis (p), įtekančio (t_{1a}) ir ištekantį (t_{2a}) iš jo oro temperatūra, įtekančio (t_{w1}) ir ištekantį (t_{w2}) iš jo (t_{w2}) vandens temperatūra, masiniai oro (\dot{m}_a) ir vandens (\dot{m}_w) debitai, oro (q_a) ir vandens (q_w) šilumos perdavimo galia, oro drėgmė prieš (f_1) šilumokaitį ir už (f_2) jo ir apskaičiuotas šilumos perdavimo koeficientas (h_a).

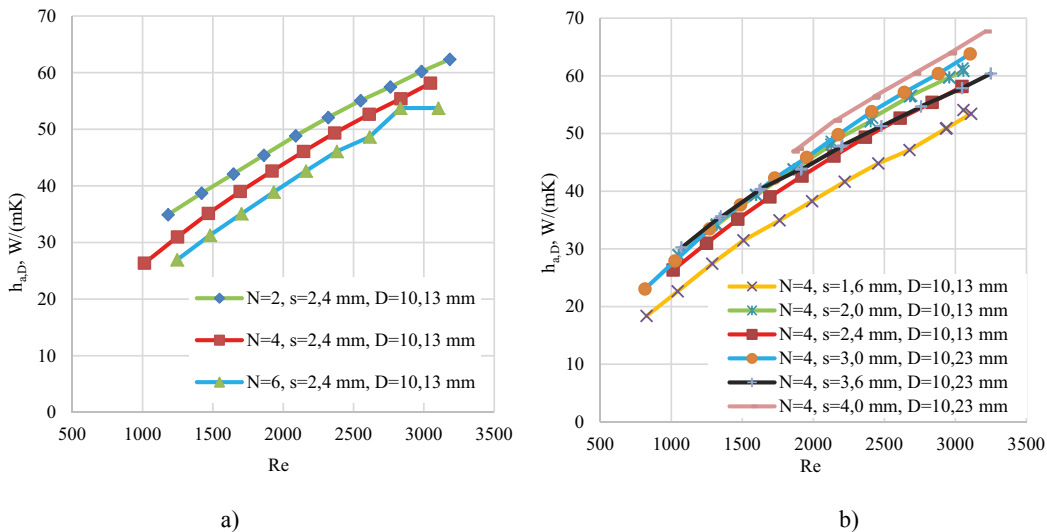
Analogiškai kaip ir 3 lentelėje, pateiktame šilumokaityje buvo apskaičiuoti kitų šilumokaičių šilumos perdavimo koeficientai ir jų rezultatai pateikti grafiškai 4–5 pav. 4 pav. pateikta šilumos perdavimo koeficiento priklausomybė nuo Reinoldso skaičiaus, esant skirtingam vamzdelių eilių skaičiui (4 pav., a) ir atstumui tarp plokštelių (pav., b).

4 pav., a, matyti, kad šilumos mainų intensyvumas mažėja, didėjant šilumokaičio vamzdelio eilių skaičiui. 4 pav., b, pateikta šilumos perdavimo priklausomybė nuo Reinoldso skaičiaus, esant skirtingiems atstumams tarp šilumokaičio plokštelių. Atlikus skaičiavimus buvo nustatyta, kad oro pasienio sluoksniu šilumos perdavimo koeficientas priklausomai nuo atstumo tarp plokštelių (4 pav., b) bendroju atveju didėjo, didėjant atstumui tarp plokštelių,

3 lentelė. Šilumokaičio Nr. 2 eksperimentinio bandymo rezultatai

Table 3. Experiment results of heat exchanger No. 2

p_s , Pa	t_{1a} , °C	$f_{1\%}$	t_{2a} , °C	$f_{2\%}$	\dot{m}_a , kg/s	q_a , kW	t_{w1} , °C	t_{w2} , °C	\dot{m}_w , kg/s	q_w , kW	Re	h_a , W/(Km ²)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
100 913	20,12	33,24	32,66	15,91	1,787	22,98	43,80	37,88	0,934	23,12	3047	58,15
100 924	20,30	32,93	33,60	15,18	1,678	22,88	44,65	38,80	0,934	22,85	2837	55,40
100 931	20,49	32,55	34,62	14,40	1,533	22,19	45,44	39,72	0,935	22,37	2611	52,65
100 935	20,57	32,46	35,47	13,75	1,412	21,56	45,87	40,39	0,934	21,40	2366	49,35
100 944	20,68	32,20	36,10	13,32	1,284	20,29	45,93	40,80	0,935	20,08	2145	46,09
100 944	20,76	32,09	36,77	12,86	1,121	18,40	46,01	41,23	0,936	18,67	1920	42,62
100 939	20,66	32,18	37,46	12,38	1,006	17,33	46,10	41,68	0,937	17,29	1694	39,01
100 941	20,58	32,46	38,25	11,92	0,864	15,66	46,25	42,23	0,937	15,77	1468	35,14
100 950	20,71	32,21	39,15	11,41	0,734	13,88	46,45	42,88	0,937	14,01	1249	30,98
100 956	20,72	32,16	40,11	10,90	0,601	11,96	46,59	43,53	0,936	11,97	1013	26,34



4 pav. Oro pasienio sluoksnio šilumos perdavimo koeficiento priklausomybė nuo Reynoldso skaičiaus esant skirtingam vamzdelių eilių skaičiui (a) ir atstumui tarp plokštelių (b)

Fig. 4. The dependence of the heat transfer coefficient of the air boundary layer on the number of Reynolds in the case of a different number of tubes rows (a) and the distance between the plates (b)

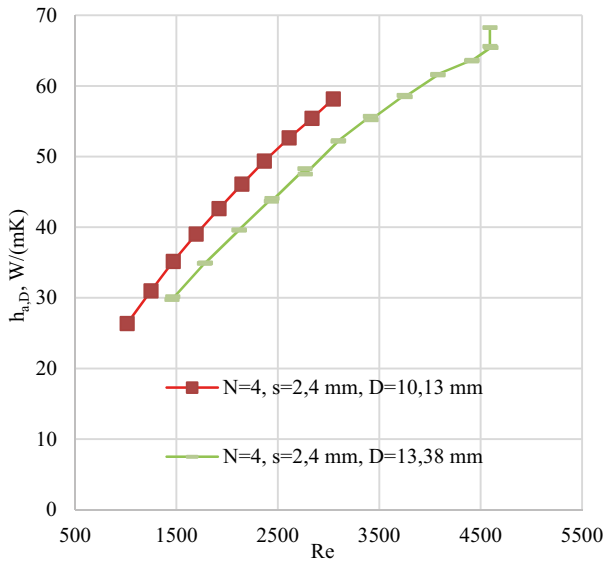
tačiau pasitaikė išimčių, kai šilumos perdavimo koeficientas ir mažėjo (atstumui tarp plokštelių esant 2,4 mm, 3,6 mm), nes šilumokaitis, kuriame atstumas tarp plokštelių buvo 2,4 mm, turėjo didesnę hidraulinių kontūrų skaičių ir dėl to vandens tekėjimo režimas buvo artimas turbulentinio srauto žemutinei ribai.

Nagrinęjant vamzdelio skersmens įtaką šilumos mainams pastebėta, kad, padidinus vamzdelio skersmenį, šilumos perdavimo koeficientas žymiai padidėdavo, esant tam pačiam srautui, bet nagrinėjant priklausomybę nuo Reynoldso skaičiaus, šilumos perdavimo koeficientas sumažėdavo (5 pav.).

Visiems išnagrinėtiems šilumokaičiams buvo nustatyta empirinė formulė (24), pagal kurią galima apskaičiuoti kiekvieno šilumokaičio šilumos perdavimo koeficientą pasienio sluoksnyje, priklausomai nuo Reynoldso skaičiaus:

$$h_{aD} = 2,577e^{-0,417N} \frac{L_c^{1,288}}{s^{0,795}} D^{-0,5087} \frac{1}{(\text{Re}-250)^{0,003811s^{-0,3547}0,5731L_c^{0,3770}+0,04947N}} \mu. \quad (24)$$

Atlikus skaičiavimus pagal (24) formulę, 6 pav. eksperimentinių bandymų šilumos perdavimo koeficiento reikšmės palyginamos su skaičiuotinėmis, iš grafiko (6 pav.) matyti, kad dauguma reikšmių patenka į diapazoną



5 pav. Oro pasienio sluoksnio šilumos perdavimo koeficiento priklausomybė ($h_{a,D}$) nuo Reinoldso skaičiaus (Re) esant skirtingam vamzdelių skersmeniui (D)

Fig. 5. The dependence of the heat transfer coefficient of the air boundary layer ($h_{a,D}$) on the Reynolds number (Re) at different tubes diameter (D)

$\pm 10\%$ (apribota punktyrinėmis linijomis). Tik vieno šilumokaičio ($N = 2$, $L_c = 2,0$ mm, $D = 10,13$ mm) šilumos perdavimo reikšmių paklaida didesnė nei 10% .

Nustačius sauso paviršiaus šilumos perdavimo koeficientą, bandymus galima tęsti vėsinimo režimu. Norint nustatyti šlapio paviršiaus šilumos perdavimo koeficientą, reikia užtikrinti tokias sąlygas, kad visas paviršiaus plotas būtų šlapias. Šiam tikslui pasiekti reikia, kad plokštelės paviršiaus temperatūra būtų žemesnė už

įeinančio oro rasos tašką. Taip pat bandymo metu labai svarbu palaikyti tolygius oro parametrus, todėl laboratorijoje buvo palaikoma $23\text{ }^\circ\text{C}$ ir oro drėgnumas viršijo 65% . Esant tokiam oro drėgnumui, rasos taško temperatūra yra didesnė nei $15\text{ }^\circ\text{C}$. Pažymėtina tai, kad realybėje šilumokaičiai veikia ilgą laiką vėsinimo režimu, todėl norint priartinti skaičiuojamuosius duomenis prie realių darbo sąlygų bandymų pradžioje reikia ne mažiau kaip valandą vėsinti orą, kad šilumokaičio paviršiuje spėtų susidaryti tolygus kondensato sluoksnis.

Atliekant bandymus vėsinimo režimu, yra nustatomas šlapios plokštelės pataisos koeficientas, kuris nusako šilumos perdavimo koeficiento pokytį, palyginti su sausa plokšte. Šlapio paviršiaus šilumos perdavimo koeficientas nustatomas pagal (25) formulę:

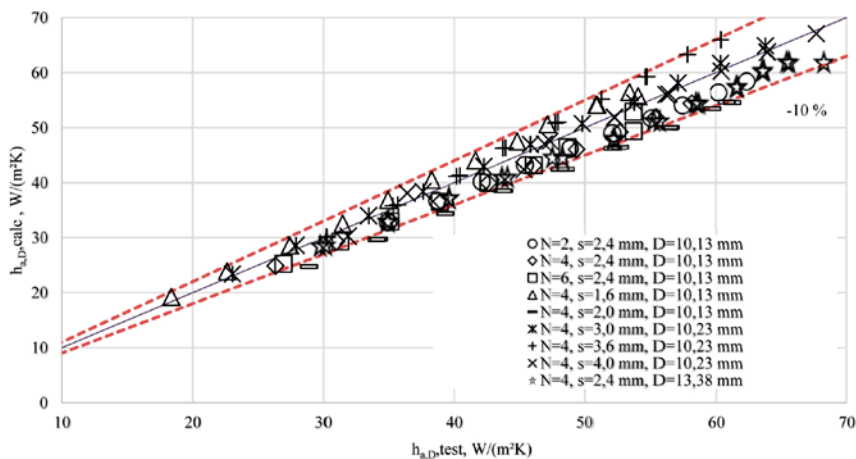
$$R_{aW} = k_W R_{aD}. \quad (25)$$

Atliekant eksperimentinius bandymus ištekančio vandens temperatūra svyravo nuo 5 iki $8\text{ }^\circ\text{C}$, o ištekancio – nuo 10 iki $15\text{ }^\circ\text{C}$. Atlikus bandymus ir išnagrinėjus gautus duomenis buvo apskaičiuotas šlapios plokštelės pataisos koeficientas, o gauti rezultatai pateikti 7 pav.

Išnagrinėjus duomenis buvo nustatyta empirinė (26) formulė, kuri nusako visų išnagrinėtų šilumokaičių pataisos koeficientus. Atlikus analizę buvo nustatyta, kad taikant šią formulę bendro perduoto šilumos srauto per šilumokaitį paklaida neviršija 5% . Pataisos koeficiento priklausomybė nuo Reinoldso skaičiaus pateikta (26) formulėje:

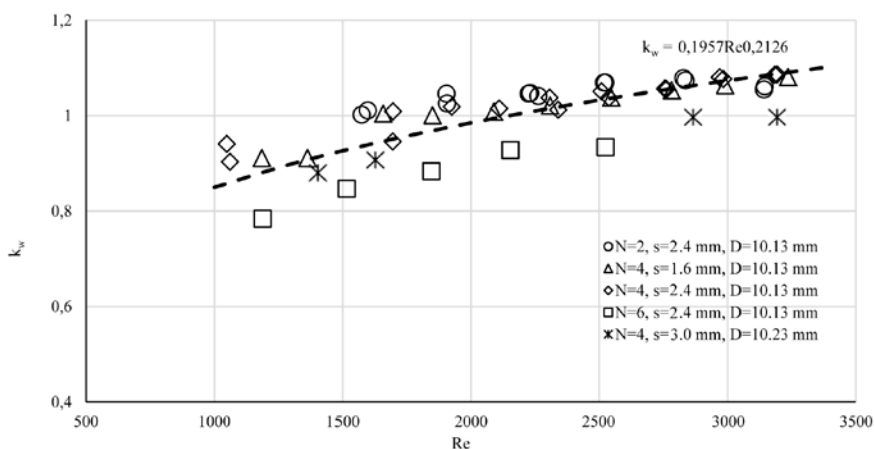
$$k_W = 0,1957Re^{0,2126}. \quad (26)$$

Maksimalioji (26) formulės paklaida, lyginant su eksperimentiniu bandymu, sudaro $12,46\%$, tačiau galios nuokrypis šiame taške sudaro $3,70\%$.



6 pav. Eksperimentinio šilumos perdavimo koeficiento reikšmių palyginimas su skaičiuotinėmis

Fig. 6. Comparison of experimental and calculated values of the heat transfer coefficient



7 pav. Šlapios plokštelės pataisos koeficiento priklausomybė nuo Reinoldso skaičiaus
Fig. 7. Dependence of wet plate correction coefficient on Reynolds number

Modeliavimo rezultatai

Modeliavimo rezultatus galima peržiūrėti tiek skaitiniu pavidalu, tiek grafiniu. Grafinius rezultatus galima peržiūrėti tiek plokštumoje, tiek erdvėje. Modeliavimo rezultatai, esant oro įtekėjimo greičiui 1 m/s, pateikti 8–11 pav.

8 pav. matomas plokštelių temperatūrų pasiskirstymas orui tekant iš kairės į dešinę, šalto oro srautas apiplauna plokštelę ir vėsina ją.

Kadangi ties įtekėjimo anga temperatūrų skirtumas yra didesnis, todėl įtekantis oras plokštelę stipriau atvėsina. 8 pav. dešinėje pusėje matyti, kad plokštelės temperatūra yra aukštesnė, nes oras jau sušilęs ir šilumos mainai mažiau intensyvūs.

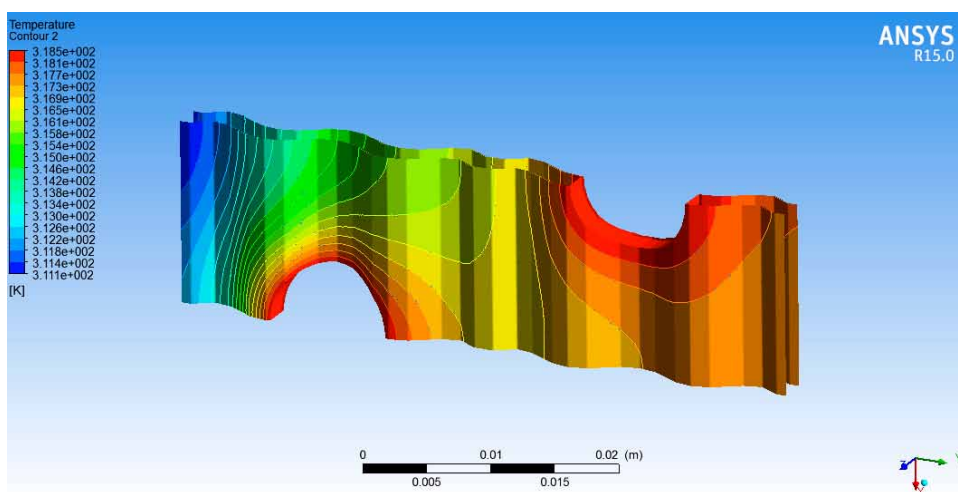
9 pav. pavaizduotas oro temperatūros pasiskirstymas pjūvyje tarp plokštelių, matyti, kad oro temperatūra kinta ties vietomis, kur skerspjuvis yra arčiau plokštelės.

10 pav. pavaizduotas oro greičio pasiskirstymas išilginiame pjūvyje, matyti, kad oro greitis artėjant bangai didėja, o pasiekus bangos viršūnę oro greitis staiga sumažėja, nes už jos atsiranda mažesnio slėgio zona.

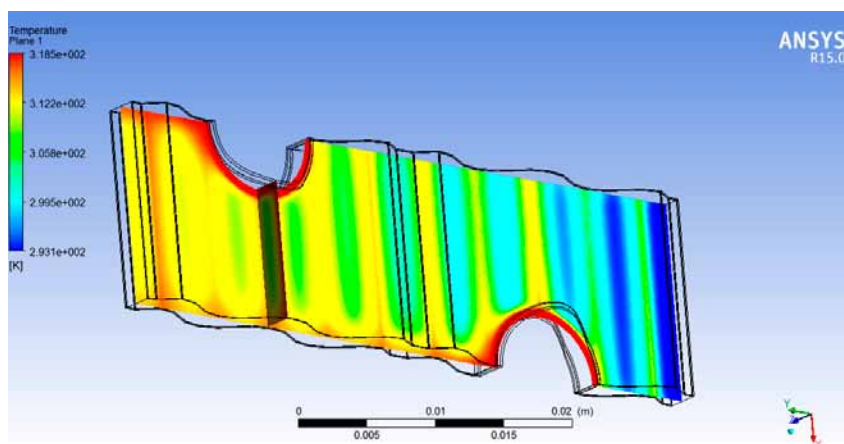
Oro temperatūros pasiskirstymas skersiniuose pjūviuose pavaizduotas 11 pav. Žiūrint į pjūvius iš kairės į dešinę, matomas temperatūros kitimas ypač ties kiekvieno pjūvio viduriu. Didžiausias temperatūros pokytis dėl oro srauto sumaišymo matomas susiaurėjimo vietose.

Modeliavimo rezultatai, kai oro greitis įtekėjimo angoje 1, 2 ir 3 m/s, skaitine išraiška pateikti 5 lentelėje.

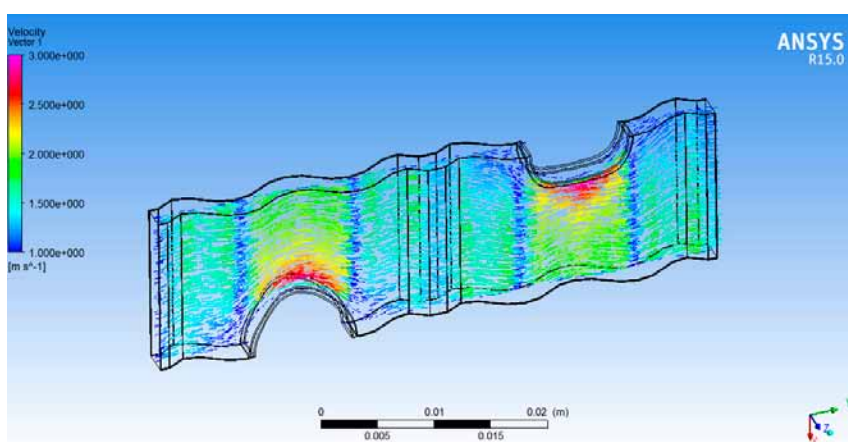
Atlikus šilumokaičio kompiuterinį modeliavimą baigtinių elementų metodu buvo nustatytas oro pasienio sluoksnio šilumos perdavimo koeficientas, kurio paklaida svyruoja nuo 6,53 iki 11,41 %. Remiantis šiais skaičiais



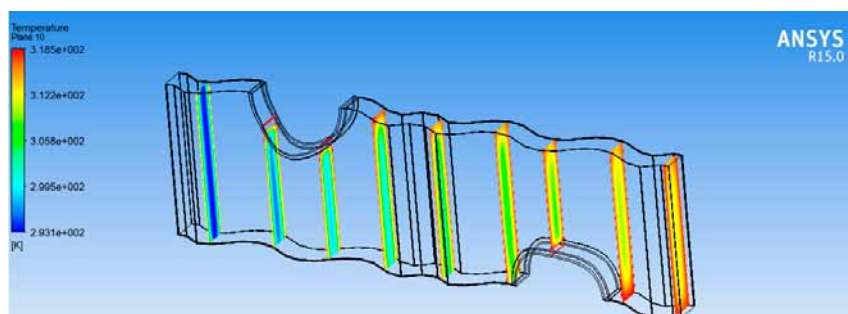
8 pav. Temperatūros pasiskirstymas plokštelės paviršiuje
Fig. 8. Temperature distribution on the plate surface



9 pav. Oro temperatūros pasiskirstymas išilginiame pjūvyje
Fig. 9. Distribution of air temperature in the longitudinal section



10 pav. Išilginio skerspjūvio oro greičio pasiskirstymas
Fig. 10. Distribution of longitudinal cross-sectional air velocity



11 pav. Skersinių pjūvių oro temperatūros pasiskirstymas
Fig. 11. Distribution of air temperature in cross-sections

5 lentelė. Šilumokaičių modeliavimo rezultatai

Oro greitis įtekėjimo angoje, m/s	Vidutinė oro temperatūra ištekėjimo angoje, °C	Oro pasienio sluoksnio šilumos perdavimo koeficientas modelyje, W/m ² K	Ekspirimentinis oro pasienio sluoksnio šilumos perdavimo koeficientas, W/m ² K	Modeliavimo rezultatų paklaida, %
1,0	41,58	35,67	32,01	11,41
2,0	38,62	53,48	49,17	8,75
3,0	36,38	65,88	61,84	6,53

galima teigti, kad eksperimentinio bandymo rezultatai ir kompiuterinio modeliavimo rezultatai yra panašūs ir tiek eksperimentinis bandymas, tiek modeliavimas atliktas teisingai. Paklaidai atsirasti galejo turėti įtakos tokie veiksniai: mažos šilumokaičio dalies modelyje nagrinėjimas, nemodeliuotas vandens srautas, vandens pasienio sluoksnio šilumos perdavimo empirinė formulė taip pat turi tam tikrą paklaidą priklausomai nuo tekėjimo režimo ir kt.

Išvados

Išnagrinėjus esamas šilumokaičių tarp vandens ir oro skaičiavimo metodikas vėsinimo režimu ir įvertinus kiekvienos metodikos skaičiavimo tikslumą bei kompiuterinių resursų poreikį, buvo pasirinktas optimalus šių parametrų santykis, kurį atitiko LMTD-LMED skaičiavimo metodika.

Eksperimentinių bandymų metu buvo testuoti 9 šilumokaičiai šildymo režimu ir išvesta empirinė formulė, kuri nusako visų šilumokaičių šilumos perdavimo koeficiento charakteristikas. Maksimalusis šilumos perdavimo koeficiento nuokrypis lygus 11,6 %. Taip pat 6 šilumokaičiai buvo testuoti vėsinimo režimu, nustatytas šlapios plokštelės pataisos koeficientas (Lewis'o skaičius), kuris svyruoja nuo 0,75 iki 1,1, priklausomai nuo Reinoldso skaičiaus. Maksimalusis galios nuokrypis lygus 3,7 %.

Taikant ANSYS modeliavimo programą buvo atliktas šilumokaičio tarp vandens ir oro modeliavimas baigtinių elementų metodu. Eksperimentinio bandymo ir modeliavimo šilumos perdavimo koeficientai skiriasi nuo 6,5 iki 11,4 %.

Literatūra

- AHRI Standard 410–2001. *Standard for Forced-Circulation Air Cooling and Air-Heating Coils*. 2001.
- Youn, B.; Kim, N. H. 2007. An experimental investigation on the airside performance of fin- and-tube heat exchangers having sinusoidal wave fins, *Heat and Mass Transfer* 43(12): 1249–1262. <https://doi.org/10.1007/s00231-006-0210-y>
- Kim, N. H.; Kim, T. 2015. An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having slit fins under wet condition, *Journal of Mechanical Science and Technology* 29(11): 5011–5019. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-1049-2>
- Lin, Y.; Hwang, Y.; Wang, C. 2002. Performance of the herringbone wavy fin under dehumidifying conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45(25): 5035–5044. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(02\)00193-X](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00193-X)
- Pirompugd, W.; Wang, C. C.; Wongwises, S. 2009. A review on reduction method for heat and mass transfer characteristics of fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52(9–10): 2370–2378. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.019>

- Rubcov, A. 2017. Šilumokaičio vanduo-oras tyrimas: magistrinis darbas. Vilnius Gedimino technikos universitetas, Vilnius.
- STR 2.01.02:2016. *Pastatų energinio naudingumo projektavimas ir sertifikavimas*. 2016. 249 p.
- Taler, D. 2016. A new heat transfer correlation for transition and turbulent fluid flow in tubes, *International Journal of Thermal Sciences* 108: 108–122. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.04.022>
- Wang, C.; Liaw, J. 2012. Air-side performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying condition – data with larger diameter tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55(11–12): 3054–3060. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.02.025>
- Xia, L.; Chan, M. Y.; Deng, S. M.; Xu, X. G. 2009. A modified logarithmic mean enthalpy difference (LMED) method for evaluating the total heat transfer rate of a wet cooling coil under both unit and non-unit Lewis Factors, *International Journal of Thermal Sciences* 48(11): 2159–2164. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.04.002>
- Xie, G.; Wang, Q.; Sunden, B. 2009. Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows, *Applied Thermal Engineering* 29(1): 1–16. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.01.014>

EXPERIMENTAL RESEARCH AND SIMULATION OF FIN AND TUBE HEAT EXCHANGER

A. Rubcov, S. Paulauskaitė, V. Misevičiūtė

Abstract

The paper provides the results of experimental and theoretical test of a wavy fin and tube heat exchanger used to cool air in a ventilation system when the wavy fin of the heat exchanger is dry and wet. The experimental tests, performed in the range of $1000 < Re < 4500$ of the Reynolds number applying LMTD-LMED methodology, determined the dependency of the heat transfer coefficient on the supplied air flow rate with the varying geometry of the heat exchanger (the number of tube rows, the distance between fins, the thickness of the fin and the diameter of the tube). The experimental tests were performed on 9 heat exchangers in heating and 6 heat exchangers in cooling mode. After processing the results of the experimental tests, empirical equation defining the characteristics of the heat transfer coefficient of all heat exchangers were derived. The maximum heat transfer coefficient deviation is 11.6 percent. The correction factor of the wet fin (Lewis number) depending on the number of Reynolds, which ranges from 0.75 to 1.1 also is determined. Maximum capacity deviation equals 3.7 percent. The obtained equations can only be applied to a certain group of heat exchangers (with the same shape of fins or the distance between the tubes). The results of the experimental test and simulation with ANSYS program are compared and the heat transfer coefficients vary from 6.5 to 11.4 percent.

Keywords: ANSYS, wavy fin, simulation, fin and tube heat exchanger, dry surface of the fin, heat transfer coefficient, wet surface of the fin.