

UDK 621.565:536.2

## Prenosniki toplote

BRANKO GAŠPERŠIČ — ALOJZ POREDOŠ

Proces toplotno snovne izmenjave v hladilnem stolpu smo obravnavali teoretično in preizkusno, še posebej smo popisali procese v mejni plasti in s tem v zvezi razvili dvorazsežni matematični model za laminarni in turbulentni tok zraka. Nadaljnje obsežno področje našega dela je vezano na raziskave toplotnih cevi, ki se uveljavljajo kot intenzivni prenosniki toplote pri izkorisčanju odpadnih toplot in drugih področjih toplotne tehnike. Posredna izmenjava toplote med fluidoma, od katerih je eden zrak, je stalno navzoča pri ogrevalnih, klimatizacijskih in hladilnih sistemih. Tako je v članku vidna metoda izračuna orehrenega uparjalnika in kondenzatorja, ki sloni na analitičnem modelu izmenjave toplote med vlažnim zrakom in hladilnim sredstvom ob upoštevanju tlačnih izgub.

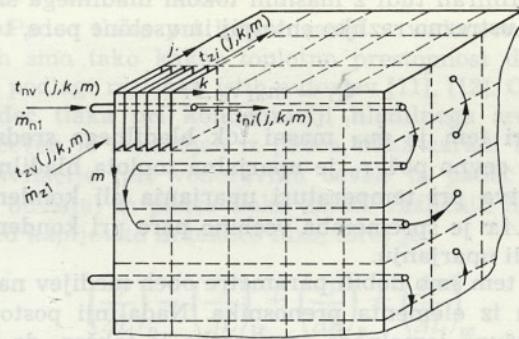
### UVOD

Za še večjo gospodarnost in tudi razširjenost ogrevalnih, klimatizacijskih in hladilnih sistemov je najbolj pomemben njihov nadaljnji razvoj za povečanje izkoristkov in obratovalne zanesljivosti, zmanjšanje investicijskih ter obratovalnih stroškov ipd. Zato so metode izračunov vse bolj natančne, kar ne velja samo za izbiro posameznih elementov, ampak tudi za celotni sistem. Naše večletno delo [1], [2], [3], [4] pri prenosnikih toplote: vlažni zrak — orehrena trdna stena — eno- ali dvofazno delovno sredstvo je rezultat — računalniški paket za simuliranje in izbiro grelnikov in hladilnikov zraka ter uparjalnikov in kondenzatorjev. Pri uporabi posameznih odvisnosti za termodinamične in transportne lastnosti snovi smo upoštevali preverjene rezultate raziskav različnih avtorjev, poleg tega pa smo tudi sami izmerili veliko število lamelnih prenosnikov toplote [5]. Ta računalniški program pa ni pomemben samo za simuliranje in izbiro lamelnih prenosnikov toplote, ampak daje določeno osnovno za računalniško podprtlo konstruiranje.

### METODA IZRAČUNA LAMELNEGA UPARJALNIKA IN KONDENZATORJA

Za preračun lamelnih prenosnikov toplote so običajno znani samo vstopni parametri zraka in fluida v cevi. Zato v takšnih primerih preračunamo s številom prenosnih enot NTU in učinkom  $\varepsilon$  prenosnika toplote. Z logaritemsko temperaturno razliko ne moremo računati, ker ne poznamo ustreznih temperaturnih razlik obeh medijev na vstopu in izstopu.

V primeru uparjalnika in kondenzatorja se vzdolž cevne poti uparja ali kondenzira hladilno sredstvo, kar povzroča spremjanje parametrov dvofaznega toka v cevi in tudi zraka na zunanjih strani cevi in reber. Zaradi lažjega in natančnejšega popisa izmenjave toplote med fluidoma razdelimo lamelni prenosnik toplote na večje število majhnih delov. Vzamemo lahko, da so parametri obeh fluidov približno konstantni. Takšno razdelitev vidimo na sliki 1.



Sl. 1. Element prenosnika toplote, vstopni in izstopni parametri

S tem dobimo končno število manjših prenosnikov in vsakega posebej preračunamo. Toplotni tok med fluidom v cevi in zunanjim zrakom je

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{z1} c_{pz} \varepsilon \Delta t(j, k, m) \quad (1)$$

$\dot{m}_{z1}$  je delež masnega toka zraka, ki odpade na posamezni element prenosnika,  $\varepsilon$  je učinek elementa prenosnika in  $\Delta t(j, k, m)$  je vstopna temperaturna razlika med fluidoma na odseku  $k$ , cevi  $m$  in vrsti  $j$  ter se z njimi spreminja. Učinek prenosnika je definiran z razmerjem temperatur zraka in fluida v cevi, po drugi strani pa je odvisen od razmerja toplotnih kapacitivnosti obeh fluidov, geometrijskih dimenzijs prenosnika in števila prenosnih enot. Če ima tok zraka toplotno kapacitivnost  $C_{min}$ , tok hladilnega ali delovnega sredstva pa teče po več cevnih potekh križno na tok zraka, potem velja za učinek takšnega prenosnika odvisnost [6]

$$\varepsilon = \frac{1}{M} \{1 - \exp [-M(1 - e^{-NTU})]\} \quad (2)$$

kjer je  $M = C_{min}/C_{maks}$ . Stevilo prenosnih enot je

$$NTU = \frac{k A_{z1}}{m_{z1} c_{pz}} \quad (3)$$

$A_{z1}$  je zunanjega površina obravnavanega dela prenosnika, na katero je reducirana toplotna prehodnost, ki je

$$k = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_n A_{n1}} + \frac{\delta_r}{\lambda_r A_{n1}} + \frac{1}{\alpha_z L} \right)} \quad (4)$$

Na podlagi definicije učinka s temperaturami obeh medijev

$$\varepsilon = \frac{t_{zv}(j, k, m) - t_{zi}(j, k, m)}{\Delta t(j, k, m)} \quad (5)$$

lahko izračunamo izstopno temperaturo zraka  $t_{zi}(j, k, m)$ . Po enačbi (1) izračunamo toplotni tok  $\dot{Q}_1$ , ki je definiran tudi z masnim tokom hladilnega sredstva, ustrezno razliko entalpij in vsebine pare, torej je

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{n1} r_n \Delta x \quad (6)$$

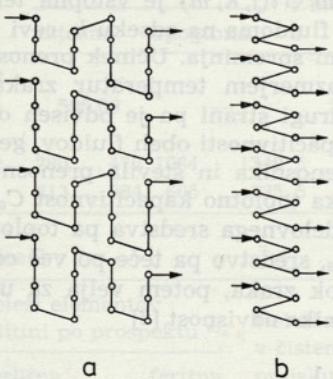
Pri tem je  $\dot{m}_{n1}$  masni tok hladilnega sredstva skozi cevno pot.  $r_n$  je uparjalna toplota hladilnega sredstva pri temperaturi uparjanja ali kondenzacije.  $\Delta x$  je sprememba vsebine pare pri kondenzaciji ali uparjanju.

S tem smo dobili parametre obeh medijev na izstopu iz elementa prenosnika. Nadaljnji postopek preračuna lameljnega prenosnika je takšen, da sledimo toku hladilnega sredstva pri uparjanju ali kondenzaciji vzdolž cevne poti. Da je to mogoče, moramo poznati podatke o številu cevnih poti SCP prenosnika in številu cevi v eni vrsti SC1.

Za računanje je pomemben podatek o številu cevi ene cevne poti v posamezni vrsti

$$SCP1 = SC1/SCP \quad (7)$$

Metoda preračuna je takšna, da indeks m teče od 1 do SCP1. To pomeni, da najprej preračunamo na tistih cevih cevne poti, ki so v 1. vrsti (sl. 2).



Sl. 2. Shema vezave cevi

a — pri kondenzatorju št. 3, b — pri uparjalniku št. 6

Tako obdelamo celotno prvo vrsto. Vstopni parametri hladilnega sredstva v del cevne poti druge vrste so enaki izstopnim parametrom iz ustrezne cevne poti v prvi vrsti. Vstopno temperaturo zraka

v drugi vrsti dobimo tako, da izračunamo povprečno temperaturo zraka na cevi m in m + 1. V primeru zaporedne namestitve cevi vzamemo, da je

$$t_{zv}(2, k, m) = t_{zi}(1, k, m) \quad (8)$$

in v primeru izmenične namestitve cevi je

$$t_{zv}(2, k, m) = \frac{t_{zi}(1, k, m) + t_{zi}(1, k, m+1)}{2} \quad (9)$$

Na enak način nadaljujemo računanje skozi vse cevne vrste ne glede na število vrst prenosnika. Prednost takšnega načina preračuna je predvsem v natančnosti in možnosti uporabe tega modela za vse načine vezave cevi, pri katerih ima cevna pot smer naraščanja cevnih vrst prenosnika.

Na elementu prenosnika pa ne računamo samo izmenjave toplotne med fluidoma, ampak še padec tlaka pri eno- ali dvofaznem toku hladilnega sredstva in pri toku zraka. Način določevanja gostote toplotnega toka pri uparjanju ali kondenzaciji je podan v literaturi [7].

#### TOPLOTNE PRESTOPNOSTI IN PADCI TLAKOV

Navidezna toplotna prestopnost med zrakom in zunanjo orebreno površino prenosnika je

$$\alpha_z = \alpha_r \eta_p \quad (10)$$

Toplotno prestopnost reber izračunamo po enačbi

$$\alpha_r = j \dot{m}_z c_{pz}/A_f \sigma Pr^{2/3} \quad (11)$$

v kateri smo faktor  $j$  izračunali iz odvisnosti dobrijih izmerkov (8, 9). Na zunanji površini uparjalnika kondenzira vodna para, ki lahko preide tudi v trdno stanje, zato navidezne toplotne prestopnosti ne moremo izračunati po (10). Poleg prenosa toplotne moramo upoštevati tudi prenos snovi, torej je

$$\alpha_z = \alpha_r \eta_p \left( 1 + \frac{r_o}{c_{pz}} \frac{\Delta x}{\Delta t} \right) \quad (12)$$

v kateri je  $\Delta x$  sprememba vlažnosti pri ohladitvi zraka za  $\Delta t$  [1]. Način izračuna padca tlaka pri toku zraka skozi prenosnik je podan v delu [2].

Potek ohlajanja in ogrevanja hladilnega sredstva je viden v p, h — diagramu stanja na sliki 3. Diagram velja za idealni levi krožni proces brez upoštevanja izgub zaradi nepovračljivosti. Odvod toplotne v kondenzatorju 2 — 3 je sestavljen tako:

2 — 2" ohlajanje pregrete pare

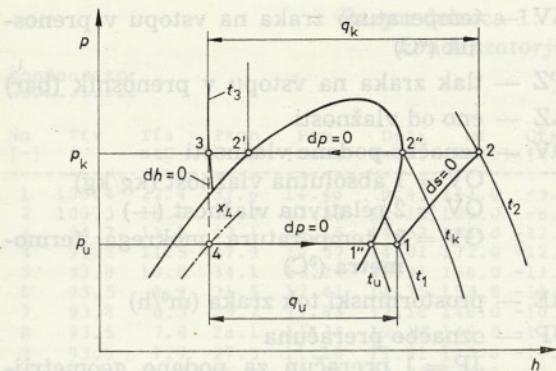
2" — 2' kondenzacija

2' — 3 podhlajevanje kondenzata

Dovod toplotne 4 — 1 pa sestavlja:

4 — 1" uparjanje

1" — 1 pregrevanje pare



Sli. 3. Dovedena  $q_u$  in odvedena  $q_k$  topota v uparjalniku oziroma kondenzatorju v  $p, h$ -diagramu  
1–2 kompresor, 2–3 kondenzator, 3–4 ekspanzijski ventil, 4–1 uparjalnik

Pri ohlajanju pregrete pare, pregrevanju pare in podhlajevanju kondenzata imamo opravka z enofaznim tokom hladilnega sredstva, pri kondenzaciji in uparjanju pa z dvofaznim tokom. Posamezna področja se med seboj več ali manj razlikujejo, zato smo vsako obravnavali posebej, da bi jih lahko popisali z ustreznimi enačbami za prestop topote in padec tlaka.

Prestop topote in padec tlaka pri ohlajanju pregrete pare temperature  $t_2$  na temperaturo kondenzacije  $t_k(p_k)$ , pri podhlajevanju kondenzata temperaturnen  $t_k$  na temperaturo  $t_3$  in pri pregrevanju suhe pare temperature  $t_u(p_u)$  na temperaturo  $t_1$  računamo po enačbah iz [10]. Način izračuna toplotne prestopnosti pri uparjanju hladilnega sredstva v vodoravnih cevih je prikazan v delu [7].

Korelacija za izračun lokalne toplotne prestopnosti pri kondenzaciji hladilnega sredstva v cevi [11], [12] sloni na analitični izpeljavi domnevnega obročastega toka, za katerega je značilen Lockhart-Martinellijski parameter, ki se glasi

$$X_{tt} = \left( \frac{1 - x_s}{x_s} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\eta}{\eta_v} \right)^{0,1} \quad (13)$$

Za kapljivo fazo je Reynoldsovo število enako

$$Re_l = \frac{G_n(1 - x_s) \cdot d_n}{\eta_l} \quad (14)$$

in Prandtlovo število je

$$\Pr_1 = \frac{\eta_l \cdot c_{pl}}{\lambda_l} \quad (15)$$

Faktor  $F_2$  izračunamo po eni izmed naslednjih enačb v odvisnosti od  $Re_l$  števila

$$F_2 = 0,707 \cdot \Pr_1 \cdot Re_l^{0,5} \quad Re < 50 \quad (16)$$

$$F_2 = 5 \Pr_1 + 5 \ln [1 + \Pr_1 \cdot (0,09636 \cdot Re_l^{0,585} - 1)] \quad (17)$$

$$50 < Re_l < 1125 \quad (17)$$

$$F_2 = 5 \Pr_1 + 5 \ln (1 + 5 \cdot \Pr_1) + 2,5 \ln (0,00313 \cdot Re_l^{0,812}) \quad Re_l > 1125 \quad (18)$$

Faktor  $F(X_{tt})$  pa določimo

$$F(X_{tt}) = \frac{0,15}{X_{tt}} (1 + 2,85 \cdot X_{tt}^{0,524}) \quad (19)$$

Nazadnje določimo toplotno prestopnost po eni izmed enačb

$$\alpha_n = \frac{\lambda_l \cdot F(X_{tt}) \cdot \Pr_1 \cdot Re_l^{0,9}}{d_n \cdot F_2} \quad (20)$$

če je  $F(X_{tt}) < 1$  in

$$\alpha_n = \frac{\lambda_l \cdot F(X_{tt})^{1,15} \cdot \Pr_1 \cdot Re_l^{0,9}}{d_n \cdot F_2} \quad (21)$$

če je  $1 < F(X_{tt}) < 15$ .

Padec tlaka pri kondenzaciji v vodoravnih cevih smo tako kakor toplotno prestopnost določili na podlagi raziskav istih avtorjev [11], [12]. Celotni padec tlaka pri kondenzaciji hladilnega sredstva v cevih je sestavljen iz padca tlaka zaradi trenja, gravitacije (pri vodoravnih cevih ta padec tlaka ne obstaja) in padca tlaka zaradi različnih hitrosti med kapljivito in tekočo fazo, torej je

$$\left( \frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_n = \left( \frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{tr} + \left( \frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_g + \left( \frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_m \quad (22)$$

Padec tlaka zaradi trenja je

$$\left( \frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{tr} = -0,09 \frac{G_n^2}{\rho_v d_n} \left( \frac{\eta_v}{G_n d_n} \right)^{0,2} \times \\ \times \left\{ 1 + 2,85 \left[ \left( \frac{\eta}{\eta_v} \right)^{0,1} \left( \frac{1 - x_s}{x_s} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \right]^{0,523} \right\}^2 \quad (23)$$

Padec tlaka zaradi različnih hitrosti med tekočo in parno fazo je

$$\left( \frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_m = - \frac{G_n^2}{\rho_v d_n} \left( \frac{dx_s}{dL} \right) d_n \left[ 2 x_s + (1 - 2 x_s) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1/3} + \right. \\ \left. + (1 - 2 x_s) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} - 2 (1 - x_s) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right] \quad (24)$$

in padec tlaka zaradi gravitacije je

$$\left( \frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_g = \frac{G_n^2}{\rho_v d_n} \frac{1}{Fr^2} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} - \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} a \right) \quad (25)$$

Froudovo število v enačbi (25) je definirano z

$$Fr^2 = \frac{(G_n / \rho_v)^2}{d_n g \sin \gamma} \quad (26)$$

kjer je  $\gamma$  kot inklinacije.  $a$  v (25) je vsebina pare, ki jo izračunamo

$$a = \frac{1}{\left[ 1 + \left( \frac{1 - x_s}{x_s} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]} \quad (27)$$

Padeč tlaka ima pri uparjanju hladilnega sredstva v cevi zelo pomembno vlogo. V vsakem primeru vpliva padeč tlaka negativno na izkoristek hladilnega procesa. Z večanjem pretočnih prerezov in števila vbrizgov padeč tlaka sicer zmanjšamo, vendar ima ta ukrep negativen vpliv na notranjo toplotno prestopnost. Manjša topotna prestopnost pa zahteva večji prenosnik. Celoten padeč tlaka je sestavljen iz treh delov kakor v enačbi (22). Vendar padca tlaka pri uparjanju nismo računali po enačbah, ki veljajo za kondenzacijo. Realizirali smo metodo [13].

### RAČUNALNIŠKI PROGRAM

Na podlagi omenjene metode izračuna smo izdelali računalniški program za preračun lameljnega uparjalnika in kondenzatorja. V glavnem programu sledimo toku hladilnega sredstva v horizontalnih ceveh. Te delimo na končno število manjših elementov. Po vsakem preračunu posameznega elementa kontroliramo temperaturo in vsebino pare. To pa nam omogoča krmiljenje poteka izračuna po posameznem področju glede na sliko 3. Celotni program nam omogoča simuliranje delovanja uparjalnika ali kondenzatorja pri spremenljivih vstopnih parametrih zraka in hladilnega sredstva ter znani geometriji, ali pa pri znanih vstopnih in zahtevanih izstopnih parametrih določi število vrst cevi in medlamelne razdalje. Program obsega celo vrsto podprogramov: za izračun termodynamičnih in transportnih lastnosti freonov R 12, R 22 in R 502 ter vlažnega zraka, za izračun geometrijskih parametrov prenosnika in za izračun topotnih prestopnosti ter padcev tlaka po posameznih področjih.

Za primer ugotovimo, katere podatke je treba upoštevati pri preračunu uparjalnika:

OZ — namestitev cevi (1 — zaporedna, 2 — izmenična)

VL — obliko lamele (0 — ravna, 1 — valovita)

D1 — širina prenosnika (mm)

D2 — višina prenosnika (mm)

DE — debelina lamel (mm)

DN — notranji premer cevi (mm)

DZ — zunanji premer cevi (mm)

NT — število cevi v prvi vrsti

NPC — število pretočnih cevi

ST — prečno razdaljo med cevmi (mm)

SV — vzdolžno razdaljo med cevmi (mm)

L1 — označbo izhodne enote

NR — vrsto hladilnega sredstva R 12, R 22 in R 502 (12, 22, 502)

DTPRE — želeno stopnjo pregretja v uparjalniku ( $^{\circ}\text{C}$ )

PFI — tlak hlad. sredstva na izstopu iz uparjalnika (bar)

XNVZ — želeno vlažnost pare na vstopu v uparjalnik (kg/kg)

TZV — temperaturo zraka na vstopu v prenosnik ( $^{\circ}\text{C}$ )

PZ — tlak zraka na vstopu v prenosnik (bar)

VLAZ — eno od vlažnosti

OV — označbo podane vlažnosti

OV = 1 absolutna vlažnost (kg/kg)

OV = 2 relativna vlažnost (—)

OV = 3 temperatura mokrega termometra ( $^{\circ}\text{C}$ )

VPRE — prostorninski tok zraka (m<sup>3</sup>/h)

JP — označbo preračuna

JP = 1 preračun za podane geometrijske dimenzijske določitve dejanskega izstopnega stanja hladilnega sredstva pri podanih parametrih zraka

JP = 2 preračun prenosnika, pri katerem želimo doseči izstopno oz. vstopno stanje s spremnjanjem medlamelne razdalje in s spremnjanjem števila vrst cevi

Pri JP = 1 vstavljamo

NV — število vrst cevi

SR — označba oz. šifra medlamelne razdalje

Zaradi načina preračuna je bilo treba uvesti šifro medlamelne razdalje. V datoteki imamo trenutno zajetih 5 medlamelnih razdalj, in sicer:

SR = 1 medlamelna razdalja  $S_r = 1,5 \text{ mm}$

SR = 2 medlamelna razdalja  $S_r = 2,5 \text{ mm}$

SR = 3 medlamelna razdalja  $S_r = 3,5 \text{ mm}$

SR = 4 medlamelna razdalja  $S_r = 4,5 \text{ mm}$

SR = 5 medlamelna razdalja  $S_r = 6,0 \text{ mm}$

MN — masni tok hladilnega sredstva (kg/h)

Datoteko z vrednostmi SR je mogoče na željo izdelovalca ustrezno povečati oz. dopolniti.

Pri JP = 2 vstavljamo

QCEL — topotno moč uparjalnika (W)

TZIZ — temperaturo zraka na izstopu iz uparjalnika ( $^{\circ}\text{C}$ )

### REZULTATI MERITEV

Merilno progo sestavljata dva vzporedna zračna kanala, ki nam omogočata hkratno merjenje uparjalnika in kondenzatorja, vključena v hladilni sistem [5]. Pripravo zraka lahko izvedemo neodvisno od stanja okolice. Merili smo vse parametre, tako na strani zraka kakor tudi na strani hladilnega sredstva, potrebne za izračun topotnih in masnih bilanc. Pri sami sestavi merilne proge in metodi merjenja smo upoštevali razpoložljive standarde. Merili in hkrati vrednotili izmerke smo z merilnim sistemom Hewlett Packard. Stacionarnost sistema

UDK 697.326

### Razpredelnica 1: Računalniški izpis izmerkov na kondenzatorju št. 3 in uparjalniku št. 6

**Kondenzator**

Nn	Tfv	Tfi	Tkon	Pfv	Dpfk	Mf	Qfk	Tzv	Tzi	Xz	Mz k	Qzk	Jk	Alfa zk	Alfa nk
[-]	[ °C ]	[ °C ]	[ bar ]	[ kPa ]	[ kg/n ]	[ kW ]		[ °C ]	[ °C ]	[ g/kg ]	[ kg/n ]	[ kW ]	[-]	[ W/m2K ]	
1	100.4	22.4	37.6	14.46	9.45	142.0	-9.6	3.1	25.3	4.8	1511	9.4	.0134	50	284
2	100.3	18.2	31.0	12.23	10.12	125.0	-8.7	4.6	19.3	4.6	1905	8.8	.0123	57	267
3	94.7	13.5	42.1	16.15	14.52	188.0	-12.9	2.6	23.3	4.6	2218	13.0	.0119	63	551
4	93.8	11.5	37.9	14.57	14.01	172.0	-12.0	2.4	19.5	4.6	2654	12.7	.0113	70	544
5	93.8	10.0	34.1	13.24	12.91	156.0	-11.7	2.2	16.2	4.4	3034	12.0	.0109	76	503
6	93.5	8.9	31.5	12.41	12.75	159.0	-11.3	2.0	14.0	4.3	3458	11.7	.0105	82	490
7	93.8	8.3	29.7	11.83	12.18	148.0	-10.6	1.9	12.6	4.3	3773	11.4	.0103	87	473
8	93.5	7.8	28.1	11.34	12.16	145.0	-10.4	1.8	11.3	4.3	4126	11.0	.0102	92	452
9	93.6	7.7	27.5	11.16	11.91	145.0	-10.4	1.8	10.8	4.3	4305	10.9	.0101	95	449
10	94.6	10.7	35.2	13.61	13.29	166.0	-11.7	2.2	17.5	4.5	2862	12.3	.0111	73	512

**Uparjalnik**

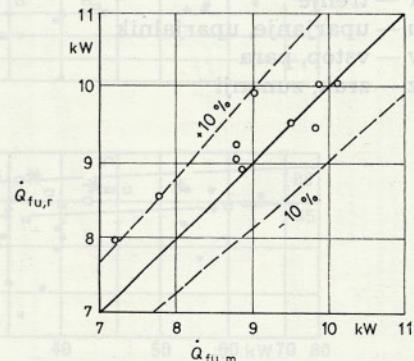
Nn	Tfv	Tfi	Tup	Pfv	Dpfu	Mf	Qfu	Tzv	Tzi	Xzv	Mzu	Qzu	Ju	Alfa zu	Alfa nu	
[-]	[ °C ]	[ °C ]	[ bar ]	[ kPa ]	[ kg/n ]	[ kW ]	[ °C ]	[ °C ]	[ g/kg ]	[ kg/n ]	[ kW ]	[ kW ]	[-]	[ W/m2K ]		
1	-1.5	27.7	-1.24	4.78	12.74	142.0	7.8	54.5	35.6	4.8	4.8	1514	-7.8	.0137	57	873
2	-5.0	33.0	-5.02	4.21	11.30	125.0	7.2	61.7	42.3	4.6	4.6	1393	-7.4	.0142	54	624
3	6.1	7.8	7.19	6.25	14.84	188.0	10.1	61.2	34.8	4.6	4.6	1426	-10.4	.0139	54	1000
4	4.0	24.6	4.83	5.82	13.72	172.0	9.9	61.4	36.0	4.6	4.6	1421	-10.0	.0140	54	1241
5	2.0	26.3	2.84	5.45	12.88	166.0	9.8	61.7	37.1	4.4	4.4	1415	-9.6	.0140	54	1079
6	.4	29.1	1.16	5.17	12.35	159.0	9.5	61.8	38.0	4.3	4.3	1412	-9.3	.0140	54	1024
7	-.7	29.7	-.02	4.97	11.98	148.0	8.9	62.0	38.7	4.3	4.3	1408	-9.0	.0141	54	934
8	-1.8	29.5	-1.10	4.80	11.79	145.0	8.8	62.2	39.6	4.3	4.3	1404	-8.7	.0141	54	837
9	-2.3	29.4	-1.63	4.72	11.66	145.0	8.8	62.2	39.8	4.3	4.3	1403	-8.6	.0141	54	804
10	2.2	3.8	3.05	5.49	12.12	166.0	9.0	61.5	37.1	4.5	4.5	1415	-9.5	.0140	54	679

smo zasledovali tako, da smo opazovali prek 10 razbirkov 17 parametrov, ki so se smeli spremenjati v določenem temperaturnem in tlačnem območju. Ko smo stacionarnost dosegli, je računalnik izmerke vrednotil. Na strani zraka smo spremenjali masni tok zraka v obeh kanalih in tudi vstopno temperaturo zraka. Na strani hladilnega sredstva nismo mogli vplivati neposredno na posamezne parametre, ker so bili odvisni od velikosti dovedene in odvedene topote v hladilni sistem. Delno smo lahko vplivali na temperaturo pregretja z regulacijo na termostatičnem ekspanzijskem ventilu. Pri meritah smo pazili, da smo obratovali v območju parametrov, ki so zagotavljali ustrezno pregretje in podhladitev kondenzata, na kar nas je opozarjal merilni sistem.

Osnovni namen meritev je bilo merjenje topotne moči uparjalnika in kondenzatorja pri različnih vezavah cevi. V razpredelnici 1 so zbrani izmerki uparjalnika in kondenzatorja, ki sta imela cevi po sliki 2. Iz razpredelnice so razvidni vsi pomembni parametri zraka in hladilnega sredstva, izmerjeni padci tlakov na strani zraka in hladilnega sredstva, topotne moči, povprečne topotne prestopnosti pri dovajjanju in odvajjanju topote v uparjalniku in kondenzatorju, faktorji  $j$  in topotne prestopnosti na strani zraka. Matematični model ni bil potrjen samo z izmerki iz razpredelnice 1, ampak še na celi vrsti drugih kombinacij prenosnikov topote.

Gledano v celoti razlike topotnih tokov, izmerjenih na strani zraka in na strani hladilnega sredstva, niso bile v povprečju večje od 8 %.

Ce primerjamo izmerjene topotne tokove na strani hladilnega sredstva R22 iz razpredelnice 1 z izračunanimi, vidimo na sliki 4 razmeroma dobro ujemanje. Mnena smo, da so razlike med izračunanimi in izmerjenimi vrednostmi v navedenem primeru normalne in poznane za tovrstne primerjave. Vzroki zanje so v nenatančnosti meritev in v polempiričnem modelu preračuna uparjalnika in kondenzatorja.



Sl. 4. Odstopanje merjenega topotnega toka  $\dot{Q}_{fu,m}$  od izračunanega  $\dot{Q}_{fu,r}$  za uparjalnik

## OZNAČBE VELIČIN

- $A$  — površina, prerez ( $m^2$ )  
 $c_p$  — specifična toplota ( $J/kgK$ )  
 $d$  — premer (m)  
 $\Delta_p$  — padec tlaka (Pa)  
 $g$  — zemeljski pospešek ( $m/s^2$ )  
 $G$  — gostota masnega toka ( $kg/m^2s$ )  
 $k$  — toplotna prehodnost ( $W/m^2K$ )  
 $L, l$  — dolžina (m)  
 $m$  — masni tok ( $kg/s$ )  
 $p$  — tlak (Pa, bar)  
 $q$  — toplota ( $J/kg$ )  
 $q'$  — gostota toplotnega toka ( $W/m^2$ )  
 $Q$  — toplotni tok (W)  
 $r$  — uparjalna ali kondenzacijska toplota ( $J/kg$ )  
 $\sigma = A_c/A_f$  — razmerje prostega in čelnega prerezja prenosa  
 $T$  — absolutna temperatura (K)  
 $t$  — temperatura ( $^{\circ}C$ )  
 $v$  — specifična prostornina ( $m^3/kg$ )  
 $w$  — hitrost (m/s)  
 $x$  — vsebina pare (kg/kg)  
 $\alpha$  — toplotna prestopnost ( $W/m^2K$ )  
 $\eta$  — dinamična viskoznost, učinek površine ( $Ns/m^2$ )  
 $\lambda$  — toplotna prevodnost ( $W/mK$ )  
 $\nu$  — kinematična viskoznost ( $m^2/s$ )  
 $\varrho$  — gostota ( $kg/m^3$ )  
 $\sigma$  — površinska napetost (N/m)

## Indeksi

- $c$  — kritičen, minimalni pretočni prerez  
 $g$  — težnost  
 $h$  — hidravlični  
 $i$  — izstop  
 $k, \text{kon}$  — kondenzacija, kondenzator  
 $l$  — kapljevina  
 $m$  — pospeševani, merjeno  
 $n, f$  — notranji, stran hladilnega sredstva  
 $r$  — orebreno, računano  
 $s$  — srednji  
 $st$  — statični  
 $tr$  — trenje  
 $u$  — uparjanje, uparjalnik  
 $v$  — vstop, para  
 $z$  — zrak, zunanj

## LITERATURA

- [1] Poredos, A. in Gašperšič, B.: Teoretično in eksperimentalno določanje obratovalnih karakteristik hladilnikov zraka. 5. Medunarodni simpozij o izložbi o grijanju, hlađenju i klimatizaciji — INTERKLIMA 79, Zbornik, Zagreb 1979, 167—182.
- [2] Poredos, A. in Gašperšič, B.: Primerjava ravnega in valovitega orebrenja prenosnikov toplote. 6. Medunarodni simpozij o izložbi o grijanju, hlađenju i klimatizaciji — INTERKLIMA 81, Zbornik, 2. del, Zagreb 1981, 115—127.
- [3] Poredos, A., Gašperšič, B. in Vilfan, I.: Različne možnosti preračuna orebrenja prenosnikov toplote z računalnikom. Trinasti seminar o grejanju, hlađenju i klimatizaciji, Beograd 1982, Zbornik, SMEITS, Beograd 1982, 269—282.
- [4] Poredos, A. in Gašperšič, B.: Influence of Geometrical Parameters on Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients in Dehumidifying Finned Heat Exchangers. Proceedings of the XVIIth International Congress of Refrigeration, Paris 1983, 2. del, Association pour le Congrès International du Froid de Paris 1983, 221—226.
- [5] Poredos, A. in Gašperšič, B.: Meritve in izdelava nomogramov za grelnike in hladilnike zraka z valovitimi in ravnnimi lamelami — 3. del. Fakulteta za strojništvo, Ljubljana 1984, 79 str.
- [6] Kays, W. M. in London, A. L.: Compact Heat Exchangers. 2. izdaja, Mc Graw-Hill Book Company, New York, San Francisco, Toronto, London 1964.
- [7] Poredos, A. in Gašperšič, B.: Određivanje koeficijenata prelaza topline unutar cevi kod hladnjaka vazduha. 15. Kongres o grijanju, hlađenju i klimatizaciji, Beograd 1984, Zbornik, SMEITS, Beograd 1984, 431—437.
- [8] Poredos, A. in Gašperšič, B.: Meritve in izdelava nomogramov za grelnike in hladilnike zraka z valovitimi in ravnnimi lamelami. Fakulteta za strojništvo, Ljubljana 1979, 33 str.
- [9] Poredos, A. in Gašperšič, B.: Meritve in izdelava nomogramov za grelnike in hladilnike zraka z valovitimi in ravnnimi lamelami, cev 16. Fakulteta za strojništvo, Ljubljana 1982, 100 str.
- [10] ASHRAE Handbook of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., New York 1977.
- [11] Traviss, D. P., Roshenow, W. M. in Baron, A. B.: Forced — Convection Condensation Inside Tubes: A Heat Transfer Equation for Condenser Design. ASHRAE Transactions 79, Part 1, ASHRAE, New York 1973, 157—165.
- [12] Bae, S., Maulbetsch, J. S. in Roshenow, W. M.: Refrigerant Forced — Convection Condensation Inside Horizontal Tubes. ASHRAE Transactions 77, Part 2, ASHRAE, New York 1971, 104—116.
- [13] Chawla, J. M.: Reibungsdruckabfall bei der Strömung von Flüssigkeiten/Gas — Gemischen in waagerechten Rohren. Chemie — Ing. — Tech 44 (1972), št. 1 + 2, 58—63.
- Naslov avtorjev: prof. dr. mag. Branko Gašperšič, dipl. inž., asist. mag. Alojz Poredos, dipl. inž., Fakulteta za strojništvo v Ljubljani