NOVI PRISTUP OPTIMIZACIJI BRZINA FLUIDA KOD VIŠECEVNIH RAZMENJIVAČA TOPLOTE SA ASPEKTA TROŠKOVA

Slavko Smiljanić*, Branko Pejović, Aleksandar Došić, Dragan Vujadinović
Univerzitet u Istočnom Sarajevu, Tehnološki fakultet Zvornik, Karakaj 34a, 75400 Zvornik, Republika Srpska/BiH

Stručni rad
DOI: 10.5937/termoteh

U radu su za karakteristične grupe cevnih razmenjivača toplote sa omotačem uz prisustvo pregrada, određene optimalne brzine fluida kroz cev i omotač, polazeći od funkcije ukupnih troškova koji obuhvataju fiksne troškove i troškove energije, odnosno snage za potiskivanje fluida. Komponente funkcije optimizacije izražene su u pogodnim jedinicama što je omogućilo uspostavljanje matematičkog modela u kome figurišu obe brzine fluida koje se optimiziraju. U ovu svrhu korišćene su matematičke transformacije odgovarajućih termodinamičkih i hidrauličkih relacija. Optimalna vrednost brzina fluida dobijena je minimizacijom složene funkcije ukupnih troškova pri čemu su korišćene teoreme diferencijalnog računa koje se odnose na funkcije sa dve promenljive. Dobijena funkcija, kao dvodimenzionalni problem, ispitana je detaljno postupkom matematičke analize. Pri ovome se vodilo računa i o ograničenjima pojedinih parametara. Izvedene relacije predstavljaju opšti model za rešavanje postavljenog problema. Parcijalnim diferenciranjem funkcije optimizacije dobijen je složeni sistem jednačina koji se može rešiti numeričkom matematičkom metodom uz podršku računarskog programa, s obzirom da se parametri koji se optimiziraju ne mogu izraziti eksplicitno. Radi efikasnijeg dobijanja rešenja, pored analitičkog korišćen je i grafički postupak. Ovakav tehno-ekonomski pristup postavljenom problemu, zbog uvedenih dopunskih uslova, zahtevao je iterativno određivanje parametara neophodnih za projektovanje. Razlog ovome je taj što je morao biti zadovoljen veći broj jednačina uz poštovanje određenih ograničenja.

Ključne reči: višecevni razmenjivači toplote, investicijski troškovi, troškovi energije, optimizacija troškova, termohidraulični proračun, brzine fluida u cevima i omotaču, diferencijalni račun, numerička analiza.

UVODNA RAZMATRANJA

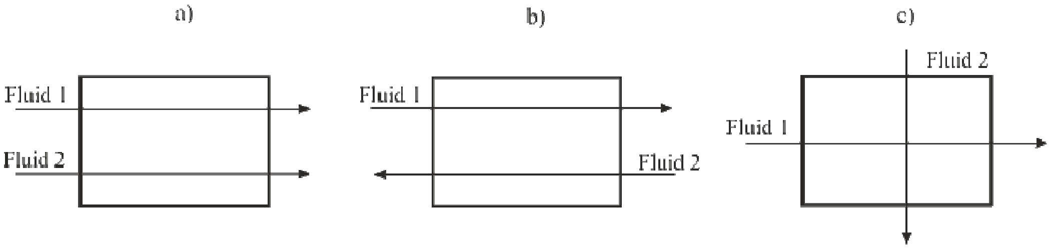
Razmenjivači toplote su aparati u kojima se odvija proces razmene toplote. Ukoliko je potrebno izvršiti zagrevanje hladnog fluida tada se za grejanje koristi topliji fluid veće temperature, i obrnuto [1-3].

Razmena toplote između fluida može se vršiti direktnim i indirektnim kontaktom. U razmenjivačima toplote sa indirektnim kontaktom fluidi mogu proticati istosmerno (paralelno), suprotnosmerno i unakrsno, sl.1. [4-6].

Pri istosmernom strujanju, fluidi 1 i 2 ulaze u razmenjivač toplote na istom kraju i protiču paralelno kroz razmenjivač toplote. Kod suprotnosmernog strujanja fluid 1 ulazi sa jedne strane, a fluid 2 sa druge strane razmenjivača toplote. Pri unakrsnom proticanju fluida smer proticanja fluida 1 je pod pravim uglom u odnosu na smer proticanja fluida 2 [3,7-10].

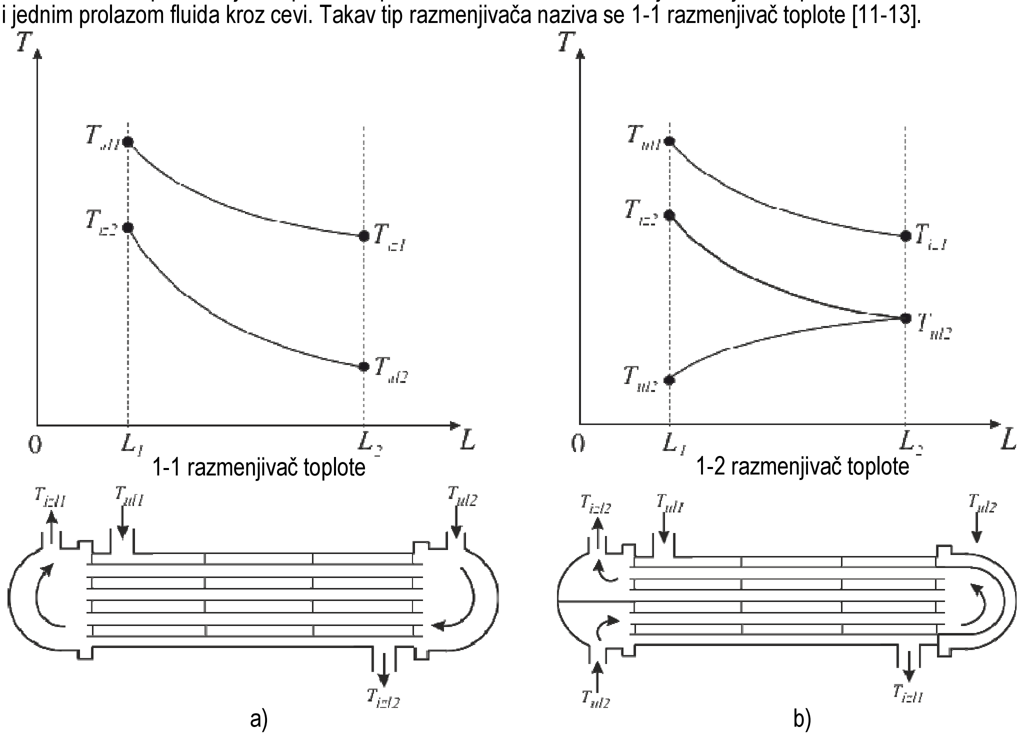
U praksi se u velikoj meri primenjuju višecevni razmenjivači toplote kod kojih je zastupljeno kako istosmerno i suprotnosmerno, tako i kombinacija ovih strujanja. Strujanje jednog fluida može da se vrši u više prolaza kroz razmenjivač.

*Autor za kontakt, e-mail: slavkosm@gmail.com

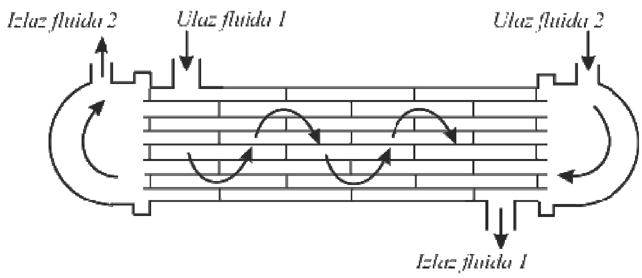


Slika 1: Načini izmene toplote između fluida u odnosu na smer strujanja

Na sl. 2a prikazan je temperaturni profil fluida za klasični razmenjivač sa jednim prolazom fluida kroz omotač i jednim prolazom fluida kroz cevi. Takav tip razmenjivača naziva se 1-1 razmenjivač toplote [11-13].



Slika 2: Temperaturni profili u cevnim razmenjivačima toplote tipa 1-1 i 1-2



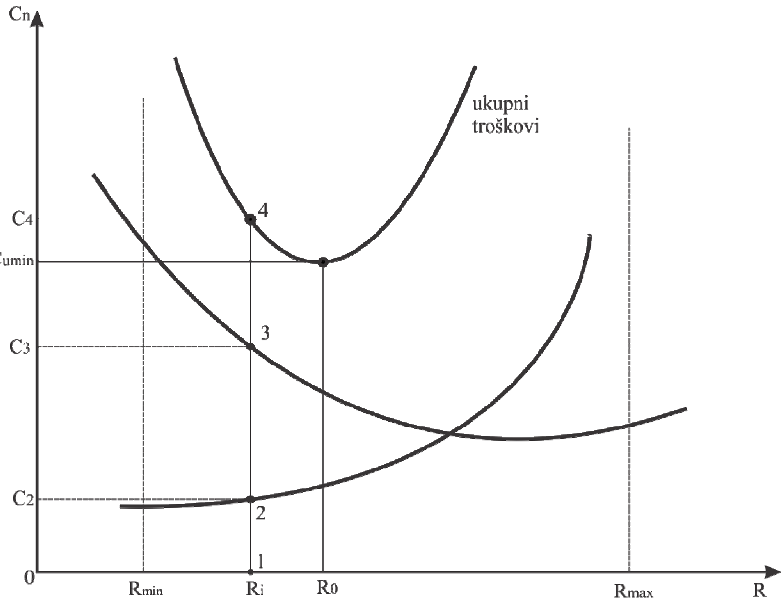
Slika 3: Klasični višecevni razmenjivač toplote 1-1 sa pregradama

U praksi se koriste i drugi razmenjivači toplote sa različitim brojem prolaza fluida kroz cev. Jedan od takvih je i 1-2 razmenjivač toplote (sl. 2b) kod koga je zastupljen jedan prolaz fluida kroz omotač a dva prolaza fluida kroz cev.

Višecevni razmenjivači toplote se koriste za slučaj da je potrebna veća površina za razmenu toplote [2,14-16]. Promena smera strujanja fluida kroz omotač omogućena je postavljenjem određenih pregrada po dužini razmenjivača. Na slici 3., je prikazan klasični višecevni razmenjivač toplote tipa 1-1. Proticanje fluida u razmenjivaču se uspostavlja tako da topli fluid uvek struji vertikalno na dole, a hladni vertikalno na gore.

Za praktične potrebe optimizacije u praksi, najbolje je koristiti ekonomski kriterijum optimizacije koji poredi ukupne godišnje troškove za različite aparate. Na osnovu ovog kriterijuma najbolji aparat je onaj čiji su ukupni godišnji troškovi najmanji [21,22].

Ukupni godišnji troškovi uglavnom obuhvataju investicijske i pogonske (proizvodne) troškove. Investicijski troškovi rastu sa povećanjem dimenzija odnosno kapaciteta aparata. Pogonski (proizvodni) troškovi uglavnom obuhvataju troškove fluida i energije. Prema tome, u opštem slučaju ukupni godišnji troškovi sastoje se od investicijske i pogonske (proizvodne) komponente, kao što je to prikazano na slici 4. [23-25].



Slika 4: Ukupni godišnji troškovi u funkciji od komponente R koja se optimizira

Često se dešava da jedna od ovih komponenti opada sa porastom veličine koja se optimizira R, dok druga komponenta raste. Sa matematičkog stanovišta sledi da ukupni troškovi u ovom slučaju moraju imati minimum Cu,min, kojem odgovara optimalna veličina Ro. Kriva ukupnih troškova, može se u ovom slučaju konstruisati grafički, sabiranjem ordinate za niz proizvoljnih tačaka: C4=C2+C3. Veličine Rmin, Rmax, predstavljaju ograničenja veličine R.

Veličina površine za toplotnu razmenu, a prema time i utrošak materijala za izradu razmenjivača toplote pri zadatim karakteristikama, određuje se intenzitetom procesa toplotne razmene. Kod razmenjivača toplote, povećanje odavanja toplote i smanjenje površine toplotne razmene postiže se povećanjem brzine kretanja fluida. Međutim, ovo izaziva istovremeno i povećanje utroška energije za kretanje fluida kroz aparat. Zato je neophodno površinu za razmenu toplote, brzinu kretanja fluida kroz razmenjivač, kao i druge značajne parametre, podesiti tako da odnos između površine toplotne razmene i utroška energije za kretanje fluida bude optimalan, tj. ekonomski najpovoljniji. Ovaj odnos se određuje na osnovu tehnoekonomskih proračuna odnosno postupkom tehnoekonomske optimizacije.

USPOSTAVLJANJE I ANALIZA FUNKCIJE UKUPNIH TROŠKOVA

Fiksni troškovi razmenjivača toplote izraženi u novčanim jedinicama po predatoj količini toplote mogu se izraziti kao:

$$X_a = C_{au} \cdot \frac{A_u}{q} \qquad \left[\frac{\text{Eur}}{\text{J}}\right] \tag{1}$$

gde je:

C_{au} - fiksni troškovi izraženi u novčanim jedinicama po sekundi [s] i metru kvadratnom [m^2] unutrašnje površine, odnosno površine za razmenu toplote [Eur/m^{2}s]. Pri ovome, proizvođači razmenjivača toplote daju fiksne troškove prema ceni instalisanog razmenjivača toplote [Eur/m^2], za određenu grupu razmenjivača toplote, dok se troškovi u [Eur/m^{2}s] svode na vremenski period od jedne godine. Ovde treba uzeti u obzir i predviđeni vek trajanja razmenjivača toplote, kao i broj časova rada razmenjivača toplote za godinu dana. Na kraju se izvrši svođenje na jedinicu vremena [s].

A_u - unutrašnja površina za razmenu toplote, [m^2], koja se ovde pretpostavlja.

q - toplotni protok (fluks), [J/s], koji se ovde smatra poznatom veličinom.

Fiksni troškovi C_{au}, mogu se izraziti i u jedinici , ali iz praktičnih razloga pogodnija je gore data dimenzija. Radi dobijanja tačnijih rezultata pri određivanju fiksnih troškova mogu se uzeti u obzir i troškovi amortizacije i održavanja, takođe svedeni na jednu godinu. Ovo se uzima u obzir preko popravnog koeficijenta [22,23].

Toplotni protok za 1 prolaz fluida kroz cev se može izraziti s obzirom na unutrašnju površinu:

$$q_u = K_u \cdot A_u \cdot \Delta t_{sr} \qquad [\text{W}] \tag{2}$$

ili spoljašnju površinu:

$$q_u = K_S \cdot A_S \cdot \Delta t_{sr} \qquad [\text{W}] \tag{3}$$

Gde Δt_{sr} predstavlja merodavnu temperaturnu razliku, a K – koeficijent prolaza toplote. Pri ovome Δt_{sr} se smatra poznatom i dobija se na bazi temperaturnog profila (slika 2.).

Pri ovome, očigledno je da zbog q_u=q_s, važi:

$$K_u \cdot A_u = K_S \cdot A_S$$

Zamenom relacije (2) u (1) biće:

$$X_a = C_{au} \cdot \frac{A_u}{K_u \cdot A_u \cdot \Delta t_{sr}} = \frac{C_{au}}{K_u \cdot \Delta t_{sr}} \tag{4}$$

Troškovi potrebne snage za potiskivanje fluida kroz razmenjivač toplote analogno relaciji (1), izraženi u novčanim jedinicama po jedinici prenesene količine toplote, mogu se takođe izraziti s obzirom na unutrašnju površinu, odnosno fluid u cevima kao:

$$X_a = C_{pu} \cdot \frac{A_u}{q} \qquad \left[\frac{\text{Eur}}{\text{J}}\right] \tag{5}$$

gde je:

C_{pu} - cena snage po sekundi za prelaz toplote po jedinici površine, [Eur/m^{2}s]. Ovu cenu moguće je izraziti i u dimenziji [Eur/m^{2}h]. Iz praktičnih razloga pogodnija je gore data dimenzija.

Cena snage po sekundi može se izraziti preko cene energije, odnosno snage potrebne za protok fluida kroz cev C_{eu} [Eur/J] kao:

$$C_{pu} = C_{eu} \cdot \frac{P_u}{A_u} \qquad \left[\frac{\text{Eur}}{\text{m}^2\text{s}}\right] \tag{6}$$

gde P_u [W] snaga potrebna za protok fluida kroz cevi, dok je unutrašnja površina cevi za 1 prolaz fluida:

$$A_u = d_u \cdot \pi \cdot l_u \qquad [\text{m}^2] \tag{7}$$

gde l_u [m] predstavlja dužinu cevi koja odgovara 1 prolazu fluida kroz cev unutrašnjeg prečnika d_u.

Zamenom (6) u (5) biće:

$$X_{pu} = C_{eu} \cdot \frac{P_u}{A_u} \cdot \frac{A_u}{q} = C_{eu} \cdot \frac{P_u}{q} \tag{8}$$

gde se C_{eu} izražava u [Eur/J], a P_u i q u [J/s]=[W].

Na isti način, troškovi snage P_s za protok fluida kroz omotač biće:

$$X_{ps} = C_{ps} \cdot \frac{A_s}{q} = C_{es} \cdot \frac{P_s}{q} \tag{9}$$

gde je C_{es} [Eur/J], cena snage potrebna za protok fluida kroz omotač.

Napomenimo ovde da se cena snage C_e najčešće izražava u [Eur/kWh], dok se u gornjim izrazima zahteva dimenzija [Eur/J], pa je neophodno pretvaranje.

Isto tako u praksi je najčešće $C_{eu=}C_{es}$ i izražava se u novčanim jedinicama po [kWh].

Zamenom toplotnog protoka iz (2) u (8), (9) dobijamo troškove snage kao:

$$X_{pu} = C_{eu} \cdot \frac{P_u}{K_u \cdot A_u \cdot \Delta t_{sr}} \tag{10}$$

$$X_{ps} = C_{es} \cdot \frac{P_s}{K_s \cdot A_s \cdot \Delta t_{sr}} = C_{eu} \cdot \frac{P_s}{K_u \cdot A_u \cdot \Delta t_{sr}} \tag{11}$$

Uobičajeno je da se proračun izvodi s obzirom na unutrašnju površinu cevi A_u, za oba slučaja. Napomenimo ovde, da se razmatranje moglo izvesti i s obzirom na spoljašnju površinu cevi za razmenu toplote .

Koeficijent prolaza toplote duž unutrašnje površine za razmenu toplote biće, [4,17,18]:

$$\frac{1}{K_u} = \frac{1}{\alpha_u} + \frac{d_u}{d_s} \cdot \frac{1}{\alpha_s} + \left(R_u + R_s \cdot \frac{d_u}{d_s} + \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} \right) \tag{12}$$

gde su α_u, α_s $[\mathrm{W/m^2K}]$ koeficijenti prelaza toplote za unutrašnju i spoljašnju stranu cevi, R_u, R_s $[\mathrm{m^2K/W}]$ - otpori provođenju toplote usled zaprljanja unutrašnje i spoljašnje strane cevi, λ_z $[\mathrm{W/mK}]$ – toplotna provodljivost zida cevi.

Ako odnos prečnika označimo kao $\psi = d_u / d_s$, a ukupni otpor kao

$$\overline{R} = R_u + R_s \cdot \psi + \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{1}{\psi} \tag{13}$$

Relacija (12) prelazi u:

$$\frac{1}{K_u} = \frac{1}{\alpha_u} + \psi \cdot \frac{1}{\alpha_s} + \overline{R} \qquad \left[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}} \right] \tag{14}$$

Koeficijent prelaza toplote za fluid u cilindričnim pravim cevima, na primer prema Kern-Holland-u i po drugim autorima [2,8,26-28], je:

$$\alpha_u = j_u \cdot \mathrm{Re}_u \cdot \mathrm{Pr}_u^{a_1} \cdot \frac{\lambda_u}{d_u} \cdot \phi_{\mu u} \tag{15}$$

Zamenom faktora prenosa toplote

$$j_u = \frac{a_2}{\mathrm{Re}_u^{a_3}} \tag{16}$$

u (15) biće:

$$\alpha_u = \frac{a_2}{\mathrm{Re}_u^{a_3}} \cdot \mathrm{Re}_u \cdot a_4, \quad \text{gde je } a_4 = \mathrm{Pr}_u^{a_1} \cdot \frac{\lambda_u}{d_u} \cdot \phi_{\mu u} \tag{17}$$

odnosno,

$$\alpha_u = a_6 \cdot \mathrm{Re}_u^{1-a_4} \tag{18}$$

Ovde su a_1-a_6 odgovarajuće pozitivne konstante.

Uzimajući u obzir da je Rejnoldsov broj $\mathrm{Re}_u = w_u \cdot d_u \cdot \rho_u / \mu_u$ jednačina (18) prelazi u:

$$\alpha_u = a_6 \cdot \left(\frac{w_u \cdot d_u \cdot \rho_u}{\mu_u} \right)^{1-a_4}, \text{ odnosno: } \alpha_u = a_u \cdot w_u^{n_u} \tag{19}$$

gde su a_u i n_u odgovarajuće konstante ($n_u = 1 - a_4$).

U relaciji (15), faktor $\phi_\mu = (\mu / \mu_z)^{\alpha_2}$, uzima u obzir postojanje razlike u temperaturi u masi fluida i temperaturi zida. Pretpostavljeno je da je u prvom približenju $\phi_\mu \approx 1$. Iterativnim postupkom, na kraju se koriguje pretpostavljena vrednost za ϕ_μ.

Relacije (15) i (16) važe za slučaj zagrevanja i hlađenja fluida pri turbulentnom strujanju [6,29-31], koje je uobičajeno kod razmenjivača toplote. Za unakrsno strujanje oko snopova cevi, na primer po približnoj metodi Kern-Holland, a i po drugim autorima [9,12,18,32], koeficijent prelaza toplote, analogno relaciji (15) može se izraziti preko ekvivalentnog prečnika D_e kao:

$$\alpha_s = j_s \cdot \mathrm{Re}_s \cdot \mathrm{Pr}_s^{a_1} \cdot \frac{\lambda_s}{D_e} \cdot \phi_{\mu s} \qquad \left[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}} \right] \tag{20}$$

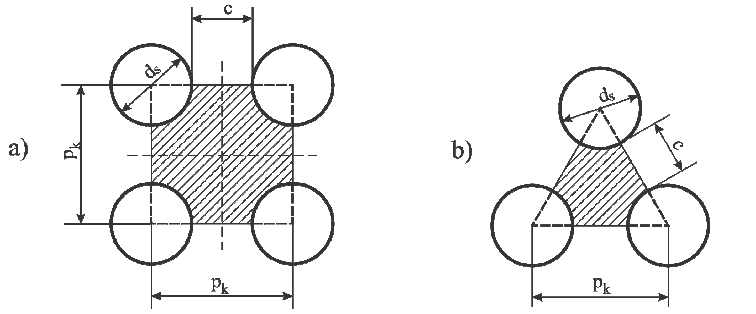
Ekvivalentni prečnik, ovde figuriše i u izrazu za Rejnoldsov broj

$$\mathrm{Re}_s = \frac{w_s \cdot D_e \cdot \rho_s}{\mu_s} \tag{21}$$

i po definiciji se određuje kao [17,27,33]:

$$D_e = \frac{4S}{O} \tag{22}$$

Ovde je S površina poprečnog preseka slobodnog za tok, a O okvašeni obim za prelaz toplote. Ekvivalentni prečnik se definiše za tok u pravcu ose cevi zavisno od rasporeda cevi (najčešće kvadratni i trougaoni) [6,34]. Okvašeni obim, ovde se računa s obzirom na površinu cevi preko koje se razmenjuje toplota, slika 5.



Slika 5: Ekvivalentni prečnik za strujanje oko snopa cevi
a) Kvadratni raspored, b) Trougaoni raspored

Na isti način, kao kod određivnja α_s može se pokazati da se koeficijent prelaza toplote sa spoljne strane cevi može izraziti kao:

$$\alpha_s = a_s \cdot w_s^{n_s} \tag{23}$$

gde su a_s i n_s odgovarajuće konstante.

Očigledno, koeficijenti prelaza toplote α_u i α_s, u relacijama (19) i (23) izraženi su u zavisnosti od brzine fluida u cevi w_u [m/s] odnosno brzine fluida kroz omotač w_s [m/s], što je i bio cilj.

Termofizički parametri fluida u relacijama (19) i (23) se uzimaju za srednju temperaturu fluida s obzirom na ulaz i izlaz fluida.

Snaga potrebna za ostvarenje zadatog protoka fluida [m³/s] može se u opštem slučaju izraziti preko pada pritiska Δp [N/m²]:

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta} \qquad [\mathrm{W}] \tag{24}$$

ovde je η, ukupni stepen iskorištenja.

Zapreminski protok može se izraziti preko brzine fluida w i slobodnog preseka S [m^2], kroz koji prolazi fluid:

$$\dot{V} = w \cdot S \qquad \left[\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{s}}\right] \tag{25}$$

Zamenom (25) u (24), snaga će biti [7,8,11,12,30,35]:

$$P = \frac{w \cdot S \cdot \Delta p}{\eta} \qquad [\mathrm{W}] \tag{26}$$

Pad pritiska pri strujanju u cevi (za 1 prolaz fluida), u opštem slučaju može se izraziti kao [2,6,13,31,36]:

$$\Delta p_u = 8 \cdot j_{fu} \cdot \frac{l_u}{d_u} \cdot \frac{\rho_u \cdot w_u^2}{2} \cdot \phi_{\mu u} \qquad \left[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2}\right] \tag{27}$$

gde su faktor trenja i Rejnoldsov broj:

$$j_{fu} = \frac{b_2}{\mathrm{Re}_u^{b_3}} \tag{28}$$

$$\mathrm{Re}_u = \frac{w_u \cdot d_u \cdot \rho_u}{\mu_u} \tag{29}$$

Pri ovome, zanemaren je pad pritiska u ulaznim i izlaznim priključcima. Ovaj pad pritiska moguće je uzeti u obzir ako se u relaciji (27) uvede odgovarajući korekcioni faktor [6,8,10,14,29].

Zamenom (25) u (24) biće:

$$j_{fu} = b_2 \cdot \left(\frac{w_u \cdot d_u \cdot \rho_u}{\mu_u}\right)^{-b_3} = \frac{b_2}{b_4 \cdot w_u^{b_3}} \tag{30}$$

Isto tako zamenom (30) u (27) biće:

$$\Delta p_u = b_{5u} \cdot \frac{l_u}{w_u^{b_3}} \cdot w_u^2 = b_{5u} \cdot l_u \cdot w^{2-b_3} \tag{31}$$

odnosno, ($b_{6u} = 2 - b_3$):

$$\Delta p_u = b_{5u} \cdot l_u \cdot \mathrm{w}_u^{b_{6u}} \tag{32}$$

Pad pritiska je izražen u zavisnosti od brzine fluida u cevi w_u i dužine cevi l_u, koja nije unapred poznata. Pri ovome u gornjim relacijama b_i su odgovarajuće konstante.

Relacije (27) i (28) važe za cilindrične prave cevi i turbulentno strujanje fluida [28,31,36].

Isto tako po metodi Kern-Holland, a i po metodama još nekih autora [3,13,17,28,37], pad pritiska pri unakrsnom strujanju oko snopova cevi sa pregradama može se za jedan prolaz fluida kroz omotač odrediti kao:

$$\Delta p_s = 8 \cdot j_{fs} \cdot \frac{D_u}{D_s} \cdot \frac{l_u}{l_s} \cdot \frac{\rho_s \cdot w_s^2}{2} \cdot \phi_{\mu s} \qquad \left[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2}\right] \tag{33}$$

Ovde je D_e ekvivalentni prečnik prema relaciji (22), D_u je unutrašnji prečnik omotača, dok l_s predstavlja rastojanje između susednih pregrda u omotaču. Kao i za slučaj određivanja pada pritiska Δp_u, i ovde se pad pritiska može izraziti preko brzine w_s i dužine cevi l_u, koja je u posmatranom slučaju nepoznata.

Iz relacije (32), slično kao kod određivanja Δp_u sledi da će u opštem slučaju biti:

$$\Delta p_s = b_{5s} \cdot l_u \cdot \mathrm{w}_s^{b_{6s}} \tag{34}$$

gde su b_i odgovarajuće konstante.

Za slučaj većeg broja prolaza fluida kroz cevi i omotač izraze za pad pritiska (27) i (33) treba pomnožiti sa odgovarajućim brojem prolaza.

Prema (26), snaga potrebna za potiskivanje fluida kroz cev biće:

$$P_u = \frac{w_u \cdot S_u \cdot \Delta p_u}{\eta_u} \tag{35}$$

ovde je unutrašnji presek cevi $S_u = d^2 \cdot \pi / 4$ [m²].

Zamenom izraza (31) u (35) sledi da je:

$$P_u = \frac{w_u \cdot S_u \cdot b_5 \cdot l_u \cdot w_u^{2-b_3}}{\eta_u} = \frac{S_u \cdot b_5 \cdot l_u \cdot w_u^{3-b_3}}{\eta_u} \tag{36}$$

Izraz (36) može se napisati uprošćeno:

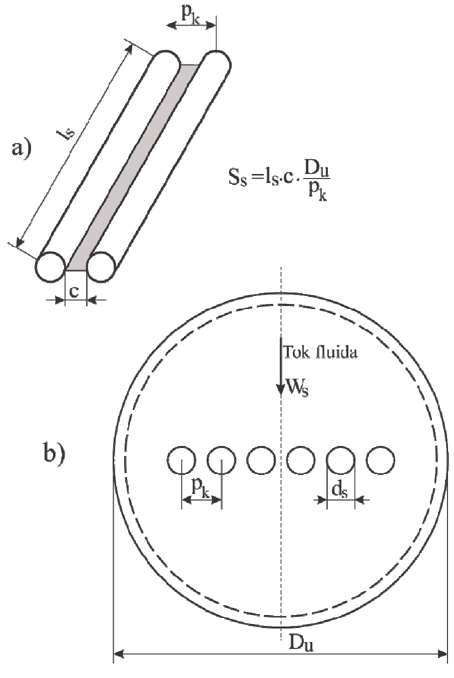
$$P_u = b_u \cdot l_u \cdot \mathrm{w}_u^{r_u} \tag{37}$$

gde je konstanta r_u=3-b_3.

Na isti način snaga potrebna za potiskivanje fluida kroz omotač prema (26) biće:

$$P_s = \frac{w_s \cdot S_s \cdot \Delta p_s}{\eta_s} \tag{38}$$

gde je S_s površina poprečnog preseka za proticanje fluida u omotaču (slika 6.). Ova površina, kao što će se kasnije videti, se može izraziti u zavisnosti od rastojanja između pregrada l_s, najmanjeg rastojanja između susednih cevi, koraka cevi i unutrašnjeg prečnika omotača [3,4,18,27,36,38].



Slika 6: Površina poprečnog preseka slobodna za proticanje fluida kroz snop, *Ss*

Zamenom (34) u (38) biće:

$$P_s = \frac{w_s \cdot S_s \cdot b_{5s} \cdot l_u \cdot w_s^{b_{6s}}}{\eta_s} = \frac{S_s \cdot b_{5s} \cdot l_u \cdot w_s^{1+b_{6s}}}{\eta_s} \tag{39}$$

odnosno, uprošćeno:

$$P_s = b_s \cdot l_u \cdot \mathrm{w}_s^{r_s} \tag{40}$$

gde su b_s i r_s odgovarajuće konstante.

Zamenom (37) i (40) u (10) i (11), uzimajući u obzir (7), troškovi snage mogu se izraziti u zavisnosti od brzina strujanja w_u i w_s, što je i bio cilj.

$$X_{Pu} = C_{eu} \cdot \frac{b_u \cdot l_u \cdot w_u^{r_u}}{K_u \cdot d_u \cdot \pi \cdot l_u \cdot \Delta t_{sr}} \tag{41}$$

$$X_{Ps} = C_{es} \cdot \frac{b_s \cdot l_u \cdot w_s^{r_s}}{K_u \cdot d_u \cdot \pi \cdot l_u \cdot \Delta t_{sr}} \tag{42}$$

Očigledno (zbog skraćivanja), troškovi X_{Pu} i X_{Ps} ne zavise od dužine cevi l_u. Ovo je bio razlog zbog kojeg su snage P_u i P_s prema (37) i (40) izražene u funkciji od dužine l_u (koja nije unapred poznata veličina):

$$X_{Pu} = C_{eu} \cdot \frac{b_u \cdot w_u^{r_u}}{K_u \cdot d_u \cdot \pi \cdot \Delta t_{sr}} = C_{eu} \cdot \frac{b_u \cdot w_u^{r_u}}{K_u \cdot \varphi \cdot \Delta t_{sr}} \tag{43}$$

$$X_{Ps} = C_{es} \cdot \frac{b_s \cdot w_s^{r_s}}{K_u \cdot d_u \cdot \pi \cdot \Delta t_{sr}} = C_{es} \cdot \frac{b_s \cdot w_s^{r_s}}{K_u \cdot \varphi \cdot \Delta t_{sr}} \tag{44}$$

gde je, radi jednostavnosti, uvedena oznaka $\varphi = d_u \cdot \pi$.

Ukupni troškovi mogu se dobiti sabiranjem fiksnih troškova (4) i troškova snage za protok fluida kroz cev i omotač (43) i (44):

$$X_u = X_a + X_{P_u} + X_{P_s} \qquad \left[\frac{\text{Eur}}{\text{J}}\right] \tag{45}$$

odnosno

$$X_u = \frac{C_{au}}{K_u \cdot \Delta t_{sr}} + \frac{C_{eu} \cdot b_u \cdot w_u^{r_u}}{K_u \cdot \varphi \cdot \Delta t_{sr}} + \frac{C_{es} \cdot b_s \cdot w_s^{r_s}}{K_u \cdot \varphi \cdot \Delta t_{sr}} \tag{46}$$

Relacija (46) može se napisati kao:

$$X_u = \frac{1}{K_u \cdot \Delta t_{sr}} \left(C_{au} + \frac{C_{eu} \cdot b_u \cdot w_u^{r_u}}{\varphi} + \frac{C_{es} \cdot b_s \cdot w_s^{r_s}}{\varphi} \right) \tag{47}$$

Recipročna vrednost koeficijenta prolaza toplote (14) s obzirom na relacije (19) i (23) može se izraziti takođe u zavisnosti od brzina strujanja fluida w_u i w_s:

$$\frac{1}{K_u} = \frac{1}{a_u \cdot w_u^{n_u}} + \psi \cdot \frac{1}{a_s \cdot w_s^{n_u}} + \overline{R} \tag{48}$$

Detaljnom analizom funkcija (46), uzimajući u obzir i relaciju (48), s obzirom na realne vrednosti eksperimenata brzina w_u i w_s može se zaključiti da fiksni troškovi X_a opadaju sa porastom brzina fluida dok troškovi snage X_{Pu}, odnosno X_{Ps}, rastu.

Odavde sledi da funkcija X_u treba da ima ekstremum [19,20].

Uzimajući u obzir (48), ukupni troškovi (47) mogu se izraziti u zavisnosti od brzina fluida w_u i w_s:

$$X_u = \frac{1}{\Delta t_{sr}} \left(\frac{1}{a_u \cdot w_u^{n_u}} + \psi \cdot \frac{1}{a_s \cdot w_s^{n_u}} + \overline{R} \right) \cdot \left(C_{au} + \frac{C_{eu} \cdot b_u \cdot w_u^{r_u}}{\varphi} + \frac{C_{es} \cdot b_s \cdot w_s^{r_s}}{\varphi} \right) \tag{49}$$

Dobijena relacija (49) predstavlja glavnu jednačinu problema.

Dobijena funkcija $X_u = f(w_u, w_s)$ je funkcija sa dve promenljive. Optimalne brzine strujanja kroz cevi i omotač mogu se dobiti parcijalnim diferenciranjem funkcije (49) i izjednačavanjem dobijenih izvoda sa nulom što predstavlja potreban uslov za ekstremum funkcije. Pri ovome najpraktičnije je funkciju (49) posmatrati kao proizvod dve funkcije i primeniti teoremu o izvodu proizvoda funkcija:

$$\begin{aligned} x &= u \cdot v \\ x' &= u' \cdot v + v' \cdot u \end{aligned} \tag{50}$$

Pri ovome, očigledno funkcije u i v predstavljaju izraze u zagradama.

OPTIMIZACIJA FUNKCIJE UKUPNIH TROŠKOVA

Parcijalni izvodi ovih funkcija s obzirom na brzine w_u i w_s su prema (50):

$$u'_{w_u} = \frac{1}{a_u}\cdot\left(-n_u\right)\cdot w_u^{-n_u-1} \qquad v'_{w_u} = \frac{C_{eu}\cdot b_u}{\varphi}\cdot r_u\cdot w_u^{r_u-1} \tag{51}$$

$$u'_{w_s} = \frac{1}{a_s}\cdot\left(-n_s\right)\cdot w_s^{-n_s-1} \qquad v'_{w_s} = \frac{C_{es}\cdot b_s}{\varphi}\cdot r_s\cdot w_s^{r_s-1} \tag{52}$$

Prema tome iz

$$\frac{\partial X_u}{\partial w_s} = 0 \tag{53}$$

s obzirom na (50) i (51) sledi da je:

$$\begin{aligned}&\frac{1}{\Delta t_{sr}}\cdot\left[\frac{-n_u\cdot w_u^{-n_u-1}}{a_s}\cdot\left(C_{au}+\frac{C_{eu}\cdot b_u\cdot w_u^{r_u}}{\varphi}+\frac{C_{es}\cdot b_s\cdot w_s^{r_s}}{\varphi}\right)\right]+\\&\frac{1}{\Delta t_{sr}}\cdot\left[\frac{C_{eu}\cdot b_u\cdot r_u\cdot w_u^{r_u-1}}{\varphi}\cdot\left(\frac{1}{a_u\cdot w_u^{n_u}}+\frac{\psi}{a_s\cdot w_s^{n_s}}+\bar{R}\right)\right]=0\end{aligned} \tag{54}$$

Na isti način, iz

$$\frac{\partial X_u}{\partial w_u} = 0 \tag{55}$$

s obzirom na (50) i (51), sledi da je:

$$\begin{aligned}&\frac{1}{\Delta t_{sr}}\cdot\left[\frac{-n_s\cdot\psi\cdot w_s^{-n_s-1}}{a_s}\cdot\left(C_{au}+\frac{C_{eu}\cdot b_u\cdot w_u^{r_u}}{\varphi}+\frac{C_{es}\cdot b_s\cdot w_s^{r_s}}{\varphi}\right)\right]+\\&\frac{1}{\Delta t_{sr}}\cdot\left[\frac{C_{es}\cdot b_s\cdot r_s\cdot w_s^{r_s-1}}{\varphi}\cdot\left(\frac{1}{a_u\cdot w_u^{n_u}}+\frac{\psi}{a_s\cdot w_s^{n_s}}+\bar{R}\right)\right]=0\end{aligned} \tag{56}$$

Treba zapaziti da su u dobijenom sistemu jednačina (54), (56), odgovarajući izrazi u malim zagradama identični. Koristeći ovu povoljnu okolnost sa matematičkog aspekta, deljenjem jednačina (54) i (56), nakon prebacivanja drugog sabirka na desnu stranu jednačine, dobija se odnos optimalnih brzina preko količnika:

$$\frac{\dfrac{-n_u\cdot w_u^{-n_{u-1}}}{a_u}}{\dfrac{-n_s\cdot\psi\cdot w_s^{-n_{s-1}}}{a_s}} = \frac{\dfrac{-C_{eu}\cdot b_u\cdot r_u\cdot w_u^{r_u-1}}{\varphi}}{\dfrac{-C_{eu}\cdot b_s\cdot r_s\cdot w_s^{r_s-1}}{\varphi}} \tag{57}$$

Sređivanjem relacije (57) biće:

$$\frac{w_s^{r_s+n_s}}{w_u^{r_u+n_u}} = \frac{\dfrac{C_{eu}}{C_{es}}\cdot\dfrac{b_u}{b_s}\cdot\dfrac{r_u}{r_s}}{\dfrac{a_s}{a_u}\cdot\dfrac{n_u}{n_s}\cdot\dfrac{1}{\psi}} \tag{58}$$

odnosno:

$$\frac{w_s^{r_s+n_s}}{w_u^{r_u+n_u}} = \frac{C_{eu}}{C_{es}}\cdot\frac{b_u}{b_s}\cdot\frac{r_u}{r_s}\cdot\frac{a_u}{a_s}\cdot\frac{n_s}{n_u}\cdot\psi \tag{59}$$

Rešavanjem jednačine (59) po w_s biće

$$w_s = \left(\frac{\dfrac{C_{eu}}{C_{es}} \cdot \dfrac{b_u}{b_s} \cdot \dfrac{r_u}{r_s}}{\dfrac{a_s}{a_u} \cdot \dfrac{n_u}{n_s} \cdot \dfrac{1}{\psi}} \right)^{\frac{1}{r_s+n_s}} \cdot w_u^{\frac{r_u+n_u}{r_s+n_s}} \tag{60}$$

što predstavlja korelaciju između optimalnih brzina u omotaču w_{so} i w_{uo}.

Prva jednačina sistema (54) ima oblik

$$B_1 \cdot w_u^{-n_u-1} \cdot \left(C_{au} + B_2 \cdot w_u^{r_u} + B_3 \cdot w_s^{r_s} \right) + B_4 \cdot w_u^{r_u-1} \cdot \left(B_5 \cdot w_u^{-n_u} + B_6 \cdot w_s^{-n_s} + \overline{R} \right) = 0 \tag{61}$$

gde su B_1, B_2, ..., B_6 odgovarajuće konstante.

Rešenje posmatrane jednačine ne zavisi od veličine $1/\Delta t_{sr}$, s obzirom da je $\Delta t_{sr} \neq 0$.

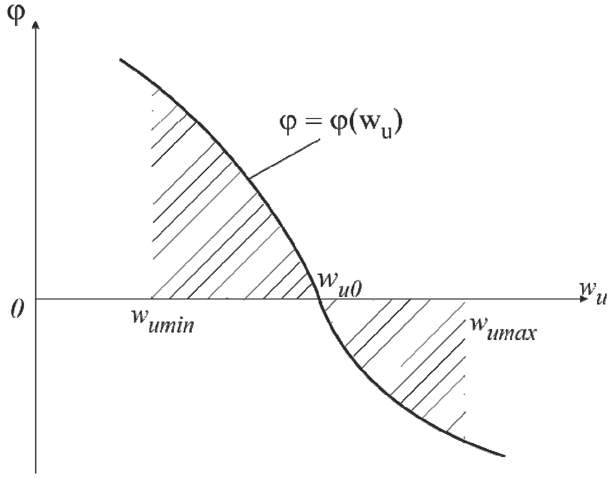
Korelacija (60) može se napisati uprošćeno kao:

$$w_s = B_7 \cdot w_u^{\frac{r_u+n_u}{r_s+n_s}} \tag{62}$$

Eliminacijom brzine w_s u (61) prema (62), biće:

$$\begin{aligned} &B_1 \cdot w_u^{-n_u-1} \cdot \left(C_{au} + B_2 \cdot w_u^{r_u} + B_3 \cdot B_7^{r_s} \cdot w_u^{\frac{(r_u+n_u)\cdot r_s}{r_s+n_s}} \right) + \\ &B_4 \cdot w_u^{r_u-1} \cdot \left(B_5 \cdot w_u^{-n_u} + B_6 \cdot B_7^{-n_s} \cdot w_u^{\frac{(r_u+n_u)\cdot(-n_s)}{r_s+n_s}} + \overline{R} \right) = 0 \end{aligned} \tag{63}$$

Jednačina (62) po obliku je transcendentna i može se rešiti grafički koristeći odgovarajući računarski program, odnosno neku od numeričkih metoda. Presek funkcije $\varphi(w_u)=0$ sa apscisom predstavlja traženu optimalnu brzinu strujanja fluida kroz cev w_{uo}, slika 7.



Slika 7. Grafičko rešavanje transcendentne jednačine problema

Optimalna brzina fluida w_{so} kroz omotač, dobija se jednostavno preko korelacije (60).

Treba zapaziti da su pri ovome prečnici cevi d_u i d_s konstantni. Nakon određivanja optimalnih brzina w_{uo} i w_{so}, ukupni optimalni troškovi u [Eur/J] koji odgovaraju ovim brzinama, mogu se odrediti prema relaciji (49).

Na bazi ovoga mogu se dobiti i ukupni godišnji troškovi zavisno od broja časova rada razmenjivača toplote u jednoj godini.

Uvođenjem smena,

$$z = X_u \qquad x = w_u \qquad y = w_s \tag{64}$$

odnosno, pozitivnih koeficijenata:

$$a = \frac{1}{\Delta t_{sr}} \qquad b = \frac{1}{a_u} \qquad d = \frac{\psi}{a_s} \qquad \overline{R} = e$$
$$g = \frac{C_{eu} \cdot b_u}{\varphi} \qquad h = \frac{C_{es} \cdot b_s}{\varphi} \tag{65}$$
$$f = C_{au}$$
$$c_1 = n_u \cdot c_2 = n_s \qquad c_3 = r_u \qquad c_4 = r_s$$

funkcija (49) može se prikazati u pogodnom obliku za matematičku analizu, koji je neophodno sprovesti nakon određivanja optimalnih brzina:

$$z = a \cdot \left(b \cdot x^{-c_1} + d \cdot y^{-c_2} + e\right) \cdot \left(f + g \cdot x^{c_3} + h \cdot y^{c_4}\right) \tag{66}$$

Potrebni uslovi za ekstremum funkcije $z=F(x, y)$ sa dve promenljive su dati relacijama (53) i (55). Rešavanjem sistema dobijaju se stacionarne tačke ekstremuma $P_i(x_{io}, y_{io})$.

Dovoljan uslov za minimum (kao ekstremum funkcije) je da diskriminanta

$$\Delta = AC - B^2 \tag{67}$$

bude [19,20]:

$$\Delta > 0, \; A > 0 \qquad \text{ili} \qquad C > 0 \tag{68}$$

Pri ovome konstante se određuju preko parcijalnih izvoda:

$$A = \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x^2}\right)_{P_i} \qquad B = \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x \cdot \partial y}\right)_{P_i} \qquad C = \left(\frac{\partial^2 z}{\partial y^2}\right)_{P_i} \tag{69}$$

koji se računaju u stacionarnoj tački P_i.

Pri čemu se izvodi drugog reda definišu kao:

$$\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial \mathrm{x}}\left(\frac{\partial \mathrm{z}}{\partial x}\right) \qquad \frac{\partial^2 z}{\partial x \cdot \partial y} = \frac{\partial}{\partial \mathrm{x}}\left(\frac{\partial \mathrm{z}}{\partial y}\right) \qquad \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial \mathrm{y}}\left(\frac{\partial \mathrm{z}}{\partial y}\right) \tag{70}$$

Koristeći uslov (68), za konkretne vrednosti koeficijenata (65), može se dokazati da je rešenje (w_{uo}, w_{so}) optimalno, odnosno rešenje pri kome funkcija troškova ima minimum. Pri ovome mora se voditi računa i o određenim ograničenjima kako brzina fluida, tako i drugih veličina. Dobijene vrednosti optimalnih brzina treba da se nalaze u preporučenim granicama [29,32,33, 34, 37].

Isto tako, pretpostavljena ukupna površina razmenjivača za razmenu toplote A_u, pretpostavljena pri definisanju fiksnih troškova, mora se proveriti. Ukoliko je odstupanje veće koristi se iterativni postupak, jer treba da se poklope pretpostavljena i izračunata površina A_u.

ZAKLJUČAK

Korišćenjem termohidrauličkih proračuna, određuju se glavne dimenzije razmenjivača toplote na osnovu zadatih pogonskih uslova. Kao što je poznato, ovaj zadatak se konstrukciono može rešiti na razne načine koji svi ispunjavaju zadate uslove. Od raznih mogućih kombinacija rešenja, kao što je pokazano u radu, za kriterijum minimalnih ukupnih troškova utvrđeno je optimalno rešenje brzine fluida u cevima i omotaču. Čest slučaj u praksi je da se jedna od snaga za potiskivanje fluida kroz cevi i omotač, može zanemariti, pa se prikazani proračuni znatno uprošćavaju.

Tehnoekonomski proračuni, kao što je pokazano, koji se uključuju tokom termohidrauličkog proračuna znatno usložnjavaju postupak iz razloga što se gotovo uvek dobijaju složene matematičke funkcije čije se rešenje ne može eksplicitno izraziti. Isto tako, problem nije dovoljno posmatrati kao termohidraulički, već je neophodno uzeti u obzir i ekonomske uslove. Zbog ovoga, može se slobodno reći da je optimizacija razmenjivača toplote jedan od komplikovanijih zadataka inženjera projektanta.

Optimizaciju razmenjivača kao što je pokazano, pogodno je primeniti u onim slučajevima kada radni uslovi nisu precizno definisani. Prikazani model izveden je za slučaj višecevnih razmenjivača toplote sa pregradama tipa 1-1. Očigledno je da je isti model moguće primeniti i za slučaj razmenjivača sa proizvoljnim brojem prolaza kroz cev i omotač.

Na bazi prikazanog modela, kao što je pokazano, moguće je odrediti i optimalne prečnike cevi kroz koje prolazi fluid. Pri ovome, posmatrao bi se prečnika koje je moguće primeniti za konkretni slučaj.

Isto tako, koristeći dati pristup, moguće je optimizirati i druge parametre, na primer neku od izlaznih temperatura fluida.

Zbog većeg broja jednačina koje sve moraju zadovoljiti zadate uslove, postavljeni problem neophodno je rešavati iterativnim postupkom. S obzirom da rešenja gotovo u svim slučajevima brzo konvergiraju, postupak rešavanja problema relativno kratko traje.

Rešavanje problema optimizacije razmenjivača toplote zahteva multidisciplinarno znanje i teško ga je rešiti bez stručnjaka koji su specijalizovani za različite oblasti (termodinamika, mehanika fluida, ekonomija, numerička matematika, matematičko programiranje, matematička analiza). Isto tako, do upotrebljivog rešenja je gotovo nemoguće doći bez podrške savremene računarske tehnike i odgovarajućih numeričkih programa. Neke od ovih programa je moguće koristiti gotove, dok je neke neophodno sastaviti. Ovo je jedan od razloga što se u praksi optimizacije razmenjivača retko sprovodi. Za ovo sigurno nema uvek opravdanja, posebno što se aspekt ekonomije pri savremenom projektovanju ne sme zanemariti.

LITERATURA

[1] W.E. Boyce and R.C. Diprima, Elementary Differential Equations and Boundary Value Problems. New York: John Wiley. 1986.
[2] S.S. Kutateladze, Fundamentals of Heat Transfer. New York: Academic Press. 1983.
[3] Y.A. Cengel and R.H. Turner, Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. New York: Mc Graw-Hill. 2011. 4th Edition.
[4] R.J. Ribando, Heat Transfer Tools. Mc Graw: New York. 2002.
[5] D. Bogale, "Design and Development of Shell and Tube Heat Exchanger for Harar Brewery Company Pasteurizer Application (Mechanical and Thermal Design)." American Journal of Engineering Research (AJER), vol. 3, br. 10, 2014, str. 99-109.
[6] E. Schmalenbach, Kostenrechmung und Preispolitik. Koln. 1963.
[7] D.Q. Kern and A.D. Kraus, Extended Surface Heat Transfer. New York: Mc Graw-Hill. 1982.
[8] R.K. Shah and D.P. Sekuli, Fundamentals of Heat Exchanger Design. Hoboken, NJ, USA: Wiley. 2003. doi: 10.1002/9780470172605
[9] Y. Jaluria and K.E. Torrance, Compatational Heat Transfer. New York: Hemisphere. 1986.
[10] T.M. Shih, Numerical Heat Transfer. Hemisphere. 1984.
[11] Y.A. Cengel, Heat transfer, a practical approach; 3rd Eddition. McGraw-Hill Science/Engineering. 2006.
[12] D.K. Edwards and V.E. Denny, Transfer Processes: An introduction to diffusion, convection, and radiation; 2nd ed.. Washington: Hemisphere. 1980.
[13] S.W. Chi, Heat Pipe Theory and Practice. Washington: Hemisphere. 1976.
[14] H.D. Baehr, Termdynamik. Berlin: Springer-Verlag. 1993.
[15] W. Roetzel and F.J.L. Nicole, "Mean Temperature Difference for Heat Exchanger Design—A General Approximate Explicit Equation." Journal of Heat Transfer, vol. 97, br. 1, 1975, str. 5. doi: 10.1115/1.3450288
[16] M.J. Moran and H.N. Shapiro, Fundamentals of Engineering Thermodynamics. Chichester, West Sussex, England: John Wiley & Sons Ltd. 2006. The Atrium, Southern Gate, PO19 8SQ, 5th Edition.
[17] Đ. Kozić, B. Vasiljević and V. Bekavac, Priručnik za termodinamiku. Beograd: Mašinski fakultet u Beogradu. 2007.
[18] J.M. Michael and N.S. Howard, Fundamentals of Engineering Thermdynamics. New York: Wiley. 1994.
[19] I.N. Bronštejn and K.A. Semendljajev, Sprovočnik po matematike. Moskva: GIFML. 1992.

[20] S. Kurepa, Matematička analiza. Zagreb: Termička knjiga. 1999.
[21] D. Perović, Teorija troškova. Sarajevo: Svetlost. 1994.
[22] S. Markovski, "Osnovi teorije troškova." Informator, Zagreb, 1981
[23] M. Milojević, Poslovni sistem. Beograd: Naučna knjiga. 1979.
[24] J.G. Smith, Business Strategy. Basic Blackwell. 1985.
[25] B. Šoškić, Teorija vrednosti. Beograd: Savremena administracija. 1971.
[26] N. Afgan and E.U. Schlunder, Heat Exchanger: Design and Theory Sourcebook. Washington, DC: McGraw-Hill/Scripta. 2015.
[27] W. Roetzel and J. Neubert, "Calculation of Mean Temperature Difference in Air-Cooled Cross-Flow Heat Exchangers." Journal of Heat Transfer, vol. 101, br. 3, 1979, str. 511. doi: 10.1115/1.3451019
[28] A.P. Fraas, Heat Exchanger Design; 2d ed.. New York: John Wiley & Sons. 1989.
[29] A. Pignotti and G.O. Cordero, "Mean Temperature Difference in Multipass Crossflow." Journal of Heat Transfer, vol. 105, br. 3, 1983, str. 584. doi: 10.1115/1.3245625
[30] W.M. Kays and A.L. London, Compact Heat Exchangers. New York: McGraw-Hill. 1998. Reprinted by permission of William M. Kays..
[31] E.U. Schlunder, Heat Exchanger Design Handbook. Dusseldorf: VDI Verlag GmbH; Washington - New York - London: Hemisphere Publishing. 1983.
[32] D.V.V. Prasad, R.R. Verma, P.S. Verma and A.K. Srivastava, "Performance Analysis of Shell & Tube Type Heat Exchanger under the Effect of Varied Operating Conditions." IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, vol. 11, br. 3, 2014, str. 8-17. doi: 10.9790/1684-11360817
[33] M.N. Ozisik, Heat Transfer-A Basic Apprach. New York: McGraw-Hill. 1985.
[34] S. Muralidharan, B.G. Maharaj and K. Silaipillayarputhur, "Thermal Analysis of Cross Flow Heat Exchangers." International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, vol. 4, br. 9, 2014, str. 12-19.
[35] -Tublar Exchangers Manufacturers Association; latest ed., Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association.
[36] L. Cabezas-Gómez, H.A. Navarro and J.M. Saíz-Jabardo, Thermal Performance Modeling of Cross-Flow Heat Exchangers. Heidelberg - New York - Dordrecht - London: Springer Cham. 2015.
[37] J. Taborek, G.F. Hewitt and N. Afgan, Heat Exchangers Theory and Practice. New York: Hemisphere. 1983.

A NEW APPROACH IN OPTIMIZATION OF THE FLUID VELOCITY AT THE MULTIPLE-HEAT EXCHANGER IN TERMS OF COSTS

by

Slavko Smiljanić*, Branko Pejović, Aleksandar Došić, Dragan Vujadinović
University of East Sarajevo, Faculty of Technology, Karakaj 34a, 75400 Zvornik,
Republic of Srpska, Bosnia and Herzegovina

Abstract

This paper deals with the optimum velocity of a fluid through the pipes and shell for the characteristic groups of the multiple heat exchanger in the presence of sections, starting from the total cost function, containing fixed costs, energy costs, or the force for transporting the fluid. Components optimization functions are expressed in suitable units, which enabled the establishment of a mathematical model which involves both the fluid speeds, which are optimized. For this purpose were used the mathematical transformation of thermodynamic and hydraulic relations.

The optimum value of the fluid velocity is obtained by minimization of the complex functions total costs, wherein the used theorems of differential calculus that are compared with two variables function. The resulting function, as the two-dimensional problem is examined in detail by the method of mathematical analysis. During this process is taken into account and the limitations of certain parameters.

By partial differentiating the optimization function, obtained a complex system of equations that can be solved by numerical mathematical method with the support of a computer program, with respect to optimized parameters which cannot be expressed explicitly. In order to efficiently obtain solutions, in addition to the analytical, was used and graphic procedure.

This techno-economic approach to the problem set due to imposed additional conditions, require the iterative determination of the parameters necessary for the design. The reason for this is because had to be satisfied greater number of equations with respect to certain restrictions.

Keywords: *a multiple heat exchangers, investment costs, energy costs, cost optimization, thermohidraulic calculation, the fluid speed in pipes and shell, differential calculation, numerical analysis*

Paper submitted: May 25, 2017
Paper revised: October 29, 2017
Paper accepted: December 29, 2017