

JEDAN

MODEL ZA OPTIMIZACIJU KARAKTERISTIČNE TEMPERATURE RAZMENJIVAČA TOPLOTE SA ASPEKTA TROŠKOVA

Dr BRANKO PEJOVIĆ, vanr. prof., dr GORAN TADIĆ, vanr. prof., dr VLADAN MIČIĆ, vanr. prof., dr MILOVAN JOTANOVIĆ, red. prof., DARKO PETKOVIĆ, dipl. inž., Tehnološki fakultet Zvornik, Univerzitet u Istočnom Sarajevu, Republika Srpska

U radu je za karakteristične grupe razmenjivača toplote, polazeći od funkcije ukupnih godišnjih troškova kao funkcije optimizacije, određena optimalna vrednost izlazne temperature rashladnog fluida pri hlađenju procesnog fluida, kao sekundarnog parametra. Pri tome je izvršena detaljna ekonomska analiza investicionih i pogonskih troškova na godišnjem nivou i uspostavljena njihova korelacija sa parametrom koji se optimizira. Matematičkim transformacijama termodinamičkih relacija dobijena je pogodna funkcija ukupnih troškova koja je detaljno ispitana postupkom matematičke analize.

Optimalna vrednost karakteristične temperature dobijena je minimiziranjem složene funkcije ukupnih godišnjih troškova, pri čemu su korišćene osnovne teoreme diferencijalnog računa. Pri tome se vodilo računa i o funkciji ograničenja, kao i oblasti definisanosti funkcije troškova, s obzirom na realno područje.

Primenjeni model na bazi srednje logaritamske razlike temperatura važi za šire područje temperatura dok je neprimenljiv u slučaju kada veća razlika temperatura teži manjoj razlici temperatura na krajevima razmenjivača. Zbog toga je optimizacija izvršena i prema dva približna modela, kako bi bilo pokriveno celo područje.

Prkazana metoda je verifikovana na jednom karakterističnom primeru višecevnog razmenjivača toplote sa omotačem u kome je zastupljen suprotnosmerni tok fluida. Za rešavanje dobijene složene funkcije optimizacije primenjena je

ONE MODEL FOR OPTIMIZATION OF CHARACTERISTIC TEMPERATURE OF HEAT EXCHANGER WITH REGARD TO COSTS

In this paper, for the characteristic groups of heat exchangers, based on the function of the total annual costs as a function of optimization, the authors have determined the optimal value of output temperature of the refrigerant when cooling the process fluid, as a secondary parameter. In addition, a detailed economic analysis of investment and operating costs on an annual basis has been performed and their correlation has been established with the parameter being optimized. With mathematical transformations of thermodynamic relations, a suitable function of the total cost has been obtained, and that function has been tested in detail by the method of mathematical analysis.

The optimal value of the characteristic temperature has been obtained by minimizing the complex functions of the total annual cost, whereby the basic theorems of differential calculus have been used. In this case, the limit function and domains of the cost function have been observed with respect to the real/actual area.

The applied model based on the mean logarithmic temperature difference is valid for a wider temperature interval, while that is not applicable to the case when the higher temperature difference is equal to the lower temperature difference at the ends of the exchanger. Therefore, in order to cover the whole area, the optimization has been performed according to the two models.

The presented method has been verified using a characteristic example of a multiple shell heat exchanger with counter flow. For the purpose of solving the obtained complex function of optimization, the corresponding numerical mathematical method has been applied using a

odgovarajuća numerička matematička metoda uz pomoć računarskog programa, s obzirom da se veličina koja se optimizira nije mogla eksplicitno izraziti. Radi efikasnijeg dobijanja rešenja, pored analitičkog, korišćen je i grafički pristup, pri čemu su data dva predloga.

Dobijeni rezultati provereni su prema približnom modelu. Pri tome je dobijena zadovoljavajuća tačnost rezultata.

Ovakav tehno-ekonomski pristup postavljenom problemu, nakon određivanja optimalne temperature, omogućio je određivanje čitavog niza parametara neophodnih za projektovanje posmatranog razmenjivača toplote. Isto tako, u radu su date i neke mogućnosti primene prikazanog modela.

KLJUČNE REČI: suprotnosmerni razmenjivači toplote; investicioni i pogonski troškovi; optimizacija troškova; ekonomska analiza; procesni fluid; izlazna temperatura rashladnog fluida; numerička analiza; diferencijalni račun

computer program. This method has been used because the variable being optimized could not be explicitly expressed. In order to obtain the solution efficiently, in addition to the analytical method, a graphical method has been used, whereby two suggestions have been given.

These results have been verified by an approximate model and satisfactory accuracy has been obtained.

This techno-economic approach to the set problem, after determining the optimal temperature, has allowed the determination of a series of parameters necessary for the design of the observed heat exchanger. Also, the paper gives some possible applications of the presented model.

KEY WORDS: counterflow heat exchangers; investment and operating costs; cost optimization; economic analysis; process fluid; outlet temperature of the refrigerant; numerical analysis; differential calculus

1. Uvodna razmatranja

Pod razmenjivačima toplote podrazumevaju se sve vrste aparata u kojima se obavlja proces razmene toplote između radnih medijuma.

Rekuperativni razmenjivači toplote su razmenjivači kod kojih se razmena toplote između fluida obavlja kada oni nisu u međusobnom kontaktu, već posredno kroz pregradu, odnosno zid [1, 2, 3, 27]. Ova vrsta razmenjivača toplote najčešće se primenjuje u termotehnici, termoenergetici i procesnoj tehnici. Najčešće korišćeni razmenjivači toplote ovog tipa su dobošasti razmenjivači toplote koji spadaju u grupu cevnih razmenjivača toplote [2, 4, 5, 28].

Podela stacionarnih rekuperativnih razmenjivača toplote može se izvršiti na osnovu šeme strujanja fluida kroz aparat. Postoje tri osnovne odnosno glavne šeme strujanja fluida (sl. 1):

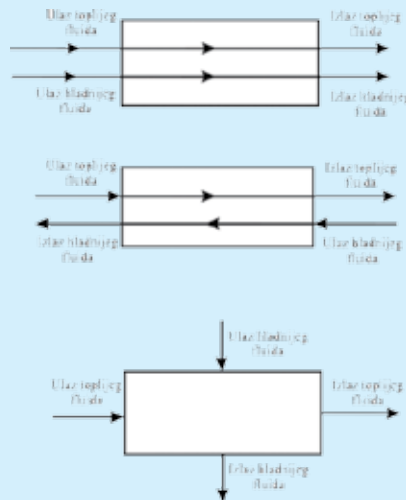
- razmenjivači sa suprotnosmernim tokom fluida,
- razmenjivači sa istosmernim tokom fluida,
- razmenjivači sa unakrsnim tokom fluida u jednom prolazu.

Treba napomenuti da postoje i razmenjivači toplote sa unakrsnim tokom fluida u više prolaza gde se strujanje odvija po komplikovanoj šemi [6, 7, 8, 26].

Sve navedene grupe razmenjivača u praksi se često izvode sa više prolaza fluida kroz cevi odnosno omotač.

2. Definisane osnovnih veličina i relacija kod stacionarnih rekuperativnih razmenjivača toplote

Osnovne veličine i relacije biće prikazane za razmenjivače toplote sa suprotnosmernim i istosmernim tokom, i to bez promene faza, kao karakteristične predstavnike [3, 9, 10, 11]. Na sl. 2 šematski je prikazan razmenjivač toplote sa suprotnosmernim tokom fluida kada hladniji fluid struji kroz cev. Biće razmotren slučaj kada se koeficijent prolaza toplote i specifični maseni toplotni kapaciteti mogu smatrati konstantnim odnosno kada se i proračun može sa dovoljnom tačnošću sprovesti sa njihovim srednjim vrednosti-



Slika 1. Osnovne šeme strujanja fluida u razmenjivačima toplote

ma, što je najčešći slučaj u inženjerskoj praksi [10, 29, 30]. Šema strujanja na sl. 2 je jedna od mogućih, međutim tok strujanja fluida može biti i nešto drugačiji.

Na osnovu jednačine toplotnog bilansa za ovaj slučaj dobija se izraz za ukupni toplotni protok (toplotnu snagu):

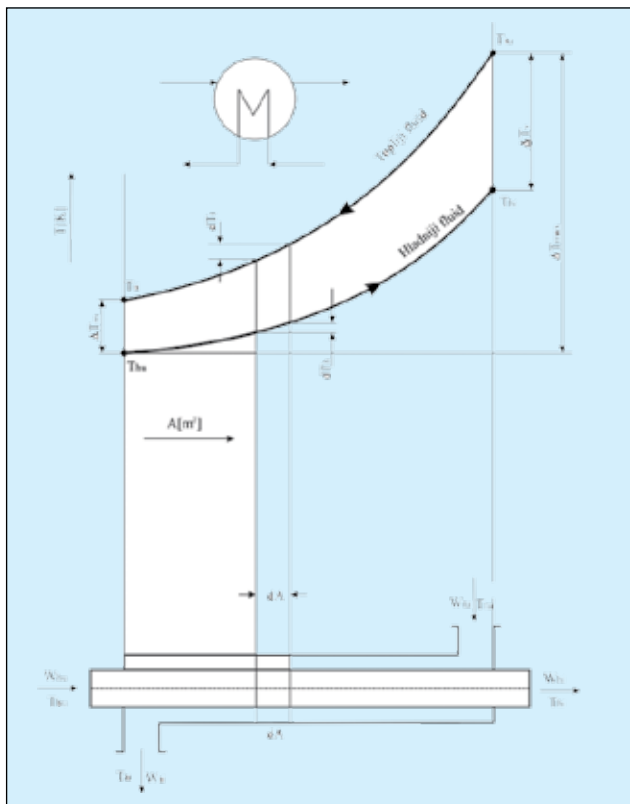
$$q_t = m_t \cdot c_{pt} \cdot \Delta T_t = m_h \cdot c_{ph} \cdot \Delta T_h \quad [W] \quad (1)$$

odnosno:

$$q_t = m_t \cdot c_{pt} \cdot (T_{tu} - T_{ti}) = m_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu}) \quad (2)$$

Strujanje fluida je moguće i pri istosmernom toku, što je prikazano na sl. 3.

Brzina razmene toplote odnosno brzina približavanja sistema ravnotežnom stanju, proporcionalna je termodinamičkoj



Slika 2. Promena temperature fluida duž razmenjivača toplote sa suprotnosmernim tokom

pogonskoj sili (razlika temperatura radnih fluida) i može se opisati kinetičkim zakonom:

$$dq_t = k \cdot \Delta T \cdot dA_t \quad (3)$$

Ukupni toplotni protok razmenjivača može se prema (3) napisati u obliku:

$$q_t = k \cdot A_t \cdot \Delta T_{sr} \quad (4)$$

U relacijama (3) i (4) k [W/m^2K] predstavlja koeficijent prolaza toplote koji obuhvata konvekciju sa unutrašnje i spoljašnje strane cevi, kao i provođenje toplote kroz cev odnosno zaprljanje unutrašnje i spoljašnje površine cevi.

Ako prema sl. 2 za suprotnosmerni razmenjivač toplote označimo manju i veću razliku u visinama temperatura, biće:

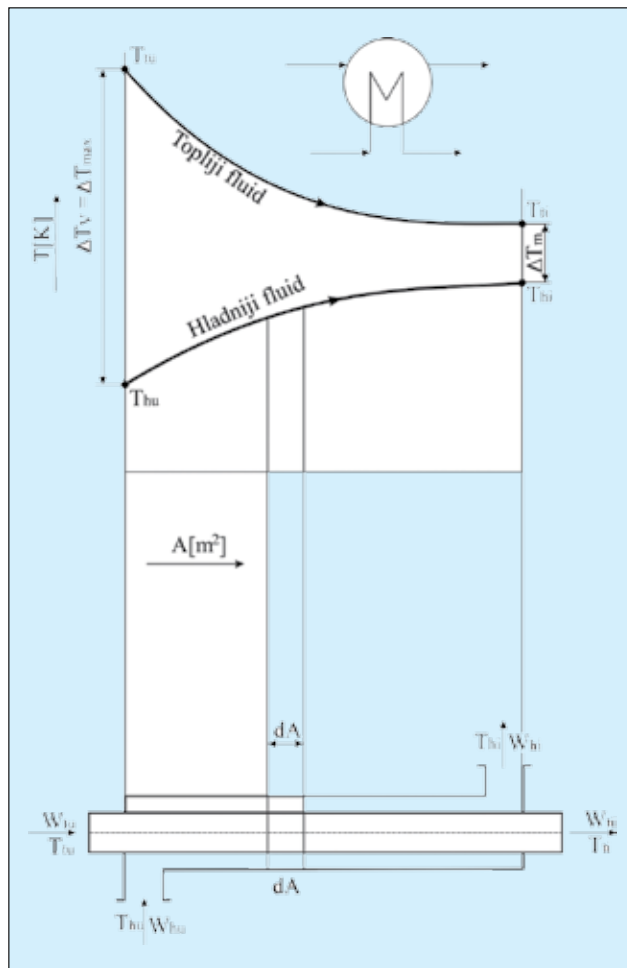
$$\Delta T_m = T_{ti} - T_{hu} \quad \Delta T_v = T_{tu} - T_{hi} \quad (5)$$

gde indeksi (i) i (u) označavaju izlaz odnosno ulaz, toplog (t) i hladnog fluida (h), pa će srednja logaritamska temperaturna razlika merodavna za proračun biti [12, 13, 14, 31]:

$$\Delta T_{sr} = \frac{\Delta T_v - \Delta T_m}{\ln \frac{\Delta T_v}{\Delta T_m}} = \frac{(T_{tu} - T_{hi}) - (T_{ti} - T_{hu})}{\ln \frac{T_{tu} - T_{hi}}{T_{ti} - T_{hu}}} \text{ [K]} \quad (6)$$

Očigledno, relacija (6) važi i za razmenjivač toplote sa istosmernim tokom fluida, pri čemu se mora voditi računa o oznakama temperatura na šemi strujanja fluida (sl. 3):

$$\Delta T_{sr} = \frac{\Delta T_v - \Delta T_m}{\ln \frac{\Delta T_v}{\Delta T_m}} = \frac{(T_{tu} - T_{hu}) - (T_{ti} - T_{hi})}{\ln \frac{T_{tu} - T_{hu}}{T_{ti} - T_{hi}}} \quad (7)$$



Slika 3. Promena temperature fluida duž razmenjivača toplote sa istosmernim tokom

Treba zapaziti da relacije (6) i (7) važe za $\Delta T_v \neq \Delta T_m$, jer se za slučaj $\Delta T_v = \Delta T_m$ dobija neodređeni izraz za ΔT_{sr} .

U cilju efikasnije analize koja sledi, prema sl. 4 je konstruisan nomogram za približno grafičko određivanje srednje logaritamske temperaturne razlike [19, 20].

Konstrukcija je izvedena na bazi relacija (6) i (7), pri čemu su na osama nanosene logaritamske podele, dok je razmak između osa veće ΔT_v i manje ΔT_m temperaturne razlike isti (veličina a).

Spajanjem tačaka A i B koje su poznate, dobija se tražena srednja logaritamska razlika temperatura (tačka C).

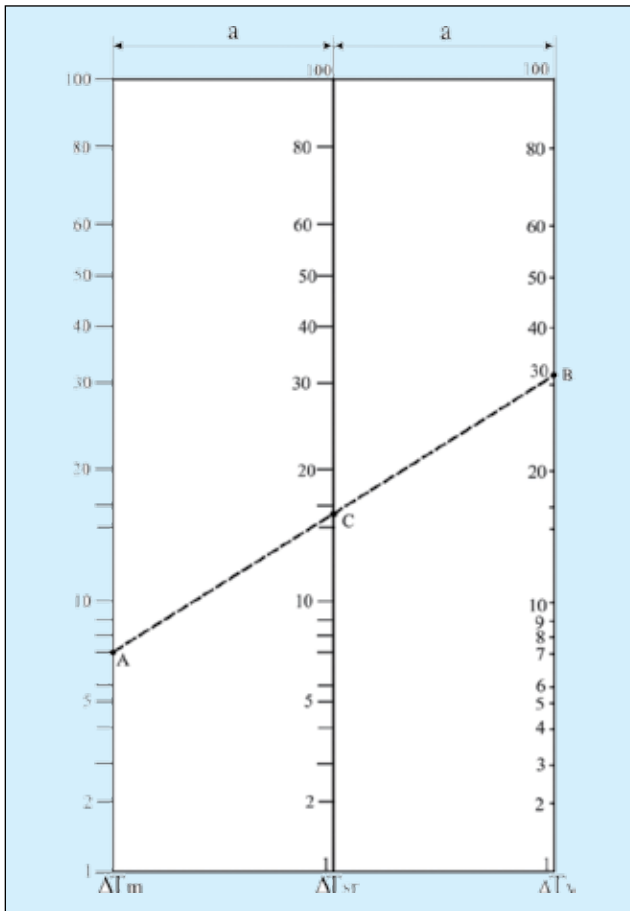
Lako se može pokazati da dobijena grafička rešenja prema sl. 4 ne odstupaju suviše mnogo od analitičkog rešenja prema relaciji (6) odnosno (7).

Za područje $1 \leq \Delta T_v/\Delta T_m \leq 1,2$, izrazi za srednju logaritamsku razliku temperatura (6) i (7) mogu se uz zadovoljavajuću tačnost zameniti izrazom aritmetičke sredine posmatranih razlika temperatura [10, 14, 15, 32]:

$$\Delta T_{sr} = \frac{\Delta T_v + \Delta T_m}{2} \quad (8)$$

Takođe, za ovaj slučaj, moguće je grafički odrediti ΔT_{sr} , sl. 5, s obzirom da je:

$$\overline{OC} = \frac{\overline{OA} + \overline{OB}}{2} \quad (9)$$



Slika 4. Nomogram za određivanje srednje logaritamske temperaturne razlike

Ovde je \overline{OC} , srednja linija trapeza OABO. Ovde je očigledno na skalama razlika temperatura nanesena obična podebla. Korišćenje izraza (8) umesto (6) pogodno je za slučajeve kada $\Delta T_v \rightarrow \Delta T_m$ jer se tada dobija osetna greška primenom relacije (6) [30, 31].

3. Uspostavljanje i analiza funkcije troškova razmenjivača toplote

Za praktične potrebe optimizacije u tehničkoj praksi, najbolje je koristiti ekonomski kriterijum optimizacije, koji poredi ukupne godišnje troškove proizvodnje za različite aparate. Na osnovu tog kriterijuma najbolji aparat je onaj čiji su ukupni godišnji troškovi najmanji [5, 21, 22, 23].

Ukupni godišnji troškovi za razmenjivač toplote, izraženi u novčanim jedinicama, na osnovu približne ekonomske analize, mogu se definisati na sledeći način [24, 25]:

$$C_{uk} = C_{inv} + C_{pog} \text{ [€]} \quad (10)$$

gde su:

C_{inv} – ukupni godišnji investicioni troškovi,

C_{pog} – ukupni godišnji pogonski troškovi.

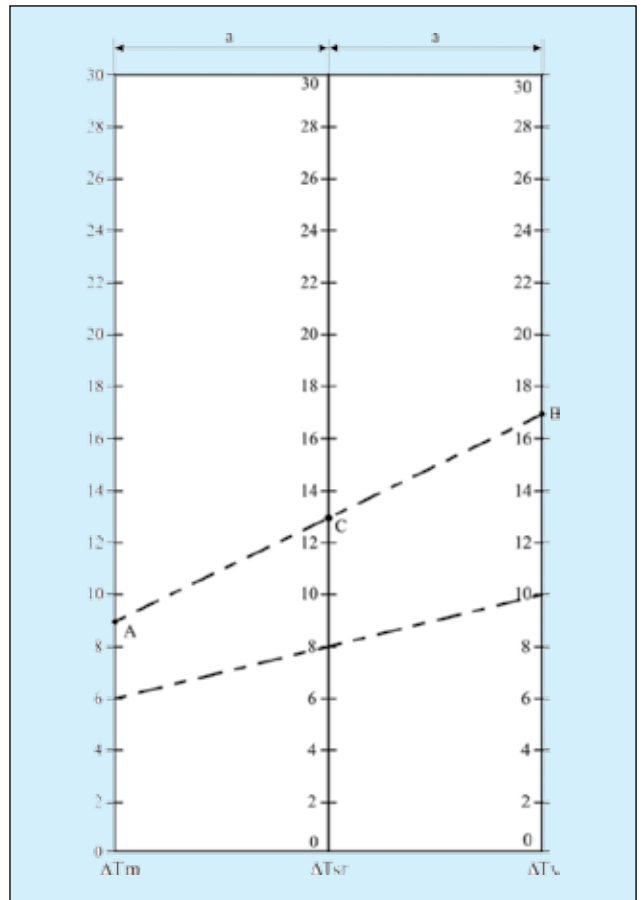
Ukupni godišnji investicioni troškovi mogu se izraziti kao:

$$C_{inv} = f_k \cdot \frac{C_{rt}}{\tau_g} \text{ [€]} \quad (11)$$

gde su:

C_{rt} – cena instalisanog razmenjivača toplote [€],

τ_g – predviđeni radni vek razmenjivača toplote [god.],



Slika 5. Nomogram za određivanje srednje aritmetičke temperaturne razlike

f_k – faktor koji uzima u obzir amortizaciju, kamate, održavanje i ostale troškove (svedeno na jednu godinu).

Za procenu investicionih troškova važan je princip da troškovi opreme pa i razmenjivača toplote C_{inv} rastu nelinearno s povećanjem dimenzija ili kapaciteta. Osnovna zavisnost koja se odnosi na višecevne razmenjivače toplote ima oblik [5, 28, 37]:

$$C_{rt} = c_0 \cdot \left(\frac{A_t}{A_{t0}} \right)^\alpha \cdot f_{mp} \cdot \frac{l}{l_0} \quad (12)$$

gde su:

C_{rt} – cena instalisanog razmenjivača toplote [€],

c_0 – bazna cena razmenjivača toplote [€],

A_{t0} – bazna površina razmenjivača toplote [m²],

A_t – površina razmenjivača za razmenu toplote kao promenljiva, koja se nalazi u intervalu za koji važi gornji izraz ($A_{t,\min} \div A_{t,\max}$) [m²],

α – eksponent koji zavisi od tipa razmenjivača toplote,

f_{mp} – faktor koji uzima u obzir materijal i pritisak,

l_0 – osnovni odnosno bazni indeks troškova,

l – sadašnji indeks troškova.

Izraz (12) može se prikazati uprošćeno kao:

$$C_{rt} = \bar{c} \cdot A_t^\alpha \quad (13)$$

gde je konstanta:

$$\bar{c} = c_0 \cdot A_{t0}^{-\alpha} \cdot f_{mp} \cdot \frac{l}{l_0}$$

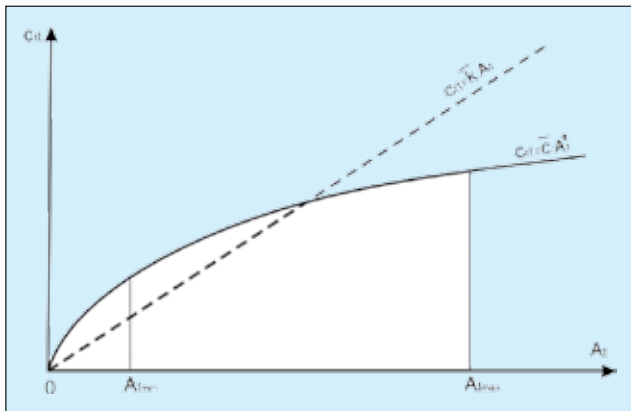
koja se izračunava za domaće uslove.

Zavisnost (13) je eksponencijalnog karaktera (sl. 6) i važi za interval $A_{t,min} \div A_{t,max}$.

Napomenimo ovde da se ponekad cena instalisanog razmenjivača toplote izražava uprošćeno u linearnom obliku:

$$c_{rt} = \bar{K} \cdot A_t \quad (14)$$

čime se očigledno čini principijelna greška, s obzirom da cena razmenjivača nije linearno proporcionalna površini za toplotnu razmenu [5, 21, 24].



Slika 6. Zavisnost cene razmenjivača toplote od površine za toplotnu razmenu

Pogonski odnosno proizvodni godišnji troškovi, za slučaj hlađenja procesnih struja, mogu se izraziti preko cene rashladnog fluida i njegovog pumpanja odnosno transporta i pripreme kao:

$$C_{pog} = c_{rv} \cdot \tau \cdot m_h \quad (15)$$

ovde su:

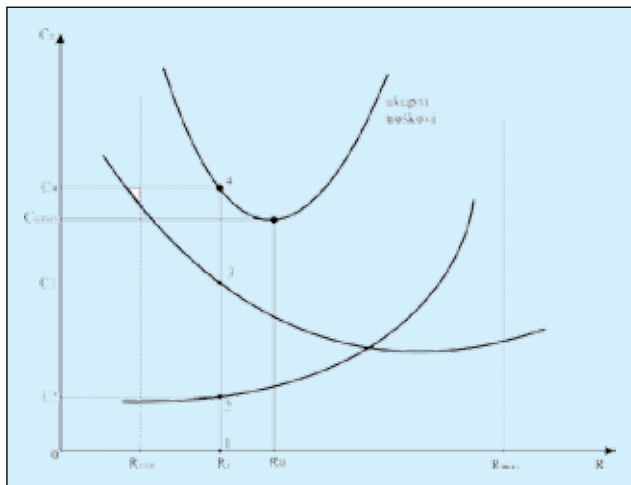
c_{rv} – cena rashladnog fluida i njegovog pumpanja (transporta), odnosno pripreme [€/kg],

τ – broj radnih sati razmenjivača u godini dana [h],

m_h – maseni protok rashladnog fluida [kg/h].

Očigledno je učinjena realna pretpostavka da su pogonski (proizvodni) troškovi proporcionalni protoku rashladnog fluida [5, 25].

U opštem slučaju, kao što je rečeno, ukupni godišnji troškovi sastoje se od investicione komponente i proizvodne (pogonske) komponente. Često se dešava da jedna od ovih komponenti opada sa porastom veličine koja se optimizira.



Slika 7. Funkcija ukupnih godišnjih troškova

ra R , dok druga komponenta raste (sl. 7). Sa matematičkog stanovišta sledi da ukupni troškovi u ovom slučaju, moraju imati minimum $C_{u,min}$ kojem odgovara optimalna veličina R_0 [19, 20]. Kriva ukupnih troškova može se u ovom slučaju konstruisati grafički, sabiranjem ordinata za niz proizvoljnih tačaka:

$$C_4 = C_2 + C_3 \quad (16)$$

Veličine R_{min} i R_{max} na sl. 7 predstavljaju ograničenja veličine R .

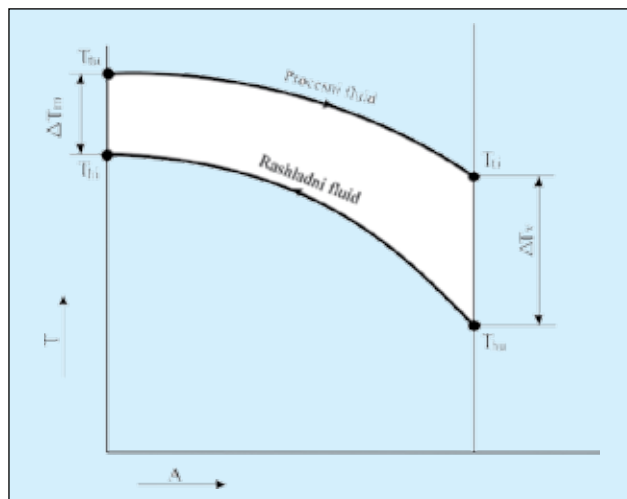
4. Uspostavljanje funkcije ukupnih troškova za slučaj hlađenja procesnog fluida

Čest slučaj koji se javlja u tehničkoj praksi je hlađenje struje procesnog fluida rashladnim fluidom, što će biti tema rada. Pri tome je rashladni fluid najčešće voda.

Za slučaj suprotnosmernog razmenjivača toplote, pri hlađenju procesnog fluida prema šemi na sl. 8 odredićemo optimalnu vrednost izlazne temperature rashladnog fluida T_{hi} . Biće pokazano da je isti pristup moguć i kod razmenjivača toplote sa istosmernim tokom (sl. 3). Očigledno, s obzirom na šemu strujanja na sl. 2, ovde je pretpostavljeno da procesni fluid struji kroz cev, a rashladni fluid kroz omotač.

Usvojimo da su kao primarne veličine ulazna i izlazna temperatura procesne struje T_{tu} i T_{ti} poznate, što je najčešći slučaj u praksi. Isto tako, ulazna temperatura rashladnog fluida T_{hu} smatraće se takođe poznatom. Maseni protok procesnog fluida (m_t) je poznat, dok je isti za rashladni fluid (m_h) nepoznat.

Za izlaznu vrednost temperature rashladnog fluida koja će biti optimizovana postoje određena ograničenja s obzirom na maksimalnu vrednost [26, 27, 28]. Ova temperatura je u posmatranom slučaju sekundarna veličina.



Slika 8. Promena temperature fluida duž razmenjivača toplote za suprotnosmerni tok za slučaj hlađenja procesnog fluida

Prema relaciji (4), površina za razmenu toplote, od koje se polazi pri dimenzionisanju razmenjivača toplote [33, 35, 36, 38], je:

$$A_t = \frac{q_t}{k \cdot T_{sr}} \quad (17)$$

Iz relacije (17) sledi da veća logaritamska razlika temperatura uz konstantne vrednosti q_t i k podrazumeva manju površinu A_t a time i niži investicioni trošak. Važi i obrnut zaključak.

S obzirom da je $\Delta T_m = T_{tu} - T_{hi}$ (sl. 8), to porastom ΔT_m , prema nomogramu na sl. 4 opada temperatura T_{hi} , dok ΔT_{sr} raste, na ostalim nepromenjenim temperaturama. Prema tome, na manjoj izlaznoj temperaturi rashladne vode T_{hi} , opada i površina A_t prema relaciji (17), na ostalim nepromenjenim uslovima. U tom slučaju investicioni troškovi su takođe manji. Važi i obrnuto: pri višoj izlaznoj temperaturi T_{hi} , investicioni troškovi rastu. Ovu analizu je moguće izvršiti i na bazi relacije (6).

Zamenom relacije (13) u (11), godišnji investicioni troškovi biće:

$$C_{inv} = \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot A_t^\alpha \quad (18)$$

Isto tako, maseni protok rashladnog fluida, prema relaciji (1), odnosno prema sl. 8, može se izraziti kao:

$$m_h = \frac{q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} \quad (19)$$

Uzimajući u obzir relaciju (19), pogonski odnosno proizvodni troškovi prema (15) biće:

$$C_{pog} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} \quad (20)$$

Iz relacije (20) sledi da smanjenjem izlazne temperature rashladnog fluida T_{hi} , pogonski odnosno proizvodni troškovi rastu, kada su nepromenjeni ostali uslovi. Važi i obrnuto: povećanjem izlazne temperature T_{hi} , pogonski (proizvodni) troškovi opadaju.

Prema tome, u jednom slučaju, povećanjem izlazne temperature T_{hi} jedna grupa troškova raste, a druga grupa opada. Odavde, s obzirom na sl. 7, u opštem slučaju sledi da ukupni troškovi moraju imati minimum koji odgovara optimalnoj izlaznoj temperaturi rashladnog fluida.

Zamenom izraza (20) i (18) u izraz (10), ukupni godišnji troškovi mogu se napisati kao:

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot A_t^\alpha \quad (21)$$

Očigledno, pri ovome ideja je da se ukupni troškovi izraze u funkciji od izlazne temperature rashladnog fluida s obzirom da se ona optimizuje.

Zamenom izraza (17) u (21) dobiće se:

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k \cdot \Delta T_{sr}} \right)^\alpha \quad (22)$$

Izraz (22) može se napisati kao:

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k} \right)^\alpha \cdot \left(\frac{1}{\Delta T_{sr}} \right)^\alpha \quad (23)$$

Zamenom ΔT_{sr} s obzirom na sl. 8, u (23) za razmenjivača sa suprotnosmernim tokom dobiće se:

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k} \right)^\alpha \cdot \left[\frac{\ln \frac{T_{ti} - T_{hu}}{T_{tu} - T_{hi}}}{(T_{ti} - T_{hu}) - (T_{tu} - T_{hi})} \right]^\alpha \quad (24)$$

Uz nezatnu korekciju oznaka u jednačini (24), prema (7), ukupni troškovi za slučaj istosmernog razmenjivača toplote mogu se izraziti u obliku:

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k} \right)^\alpha \cdot \left[\frac{\ln \frac{T_{tu} - T_{hu}}{T_{ti} - T_{hi}}}{(T_{tu} - T_{hu}) - (T_{ti} - T_{hi})} \right]^\alpha \quad (25)$$

Radi jednostavnije analize koja sledi, mogu se uvesti oznake:

$$y = C_{uk}; \quad x = T_{hi}; \quad A = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph}}; \quad B = T_{hu};$$

$$C = \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k} \right)^\alpha; \quad D = T_{tu}; \quad E = T_{ti} - T_{hu} \quad (26)$$

Ovde su A , B , C , D i E konstante.

Sa novim oznakama, relacija (24) prelazi u:

$$y = \frac{A}{x - B} + C \cdot \left(\frac{\ln \frac{E}{D - x}}{E - D + x} \right)^\alpha \quad (27)$$

Očigledno je funkcija troškova izražena u pogodnom obliku $y = y(x)$.

Funkcija (27) može se izraziti kao zbir funkcija:

$$y = y_1 + y_2; \quad y_1 = C_{pog}; \quad y_2 = C_{inv} \quad (28)$$

gde je:

$$y_1 = \frac{A}{x - B}; \quad y_2 = C \cdot \left(\frac{\ln \frac{E}{D - x}}{E - D + x} \right)^\alpha \quad (29)$$

Ovakav pristup omogućuje jednostavniju matematičku analizu funkcije (27) koja predstavlja opšti model postavljenog problema.

Analizom dijagrama na sl. 8 sledi da će u opštem slučaju temperatura rashladne vode T_{hi} koja se optimizira biti u intervalu:

$$T_{hu} < T_{hi} < T_{tu} \quad (30)$$

što predstavlja jedno od ograničenja razmatranog problema.

Isto tako, analizom funkcije (27) sledi da je ona definisana za:

$$x \neq B; \quad x \neq D; \quad x \neq D - E \quad (31)$$

Iz poslednjeg uslova sledi:

$$T_{hi} \neq T_{tu} - T_{ti} + T_{hu} \rightarrow T_{ti} - T_{hu} \neq T_{tu} - T_{hi} \quad (32)$$

odnosno $\Delta T_m \neq \Delta T_v$, što se moglo i očekivati s obzirom na relaciju (6).

Isto tako, s obzirom da je $E > 0$, mora biti ispunjen i uslov:

$$D - x > 0 \rightarrow D > x \rightarrow T_{tu} > T_{hi} \quad (33)$$

što nije dovedeno u pitanje.

Funkcija (27), pored kvantitativnih proračuna pogodna je i za kvalitativnu analizu postavljenog problema.

5. Optimizacija funkcije ukupnih troškova

Za slučaj pretpostavke da je koeficijent prolaza toplote konstantan ($k = \text{const.}$), funkcija ukupnih troškova (24) odnosno (27), kao funkcija cilja, može se diferencirati po izlaznoj temperaturi rashladnog fluida i tako dobiti njena optimalna vrednost [19, 20]:

$$\frac{dC_{uk}}{dx} = 0 \quad (34)$$

Prema novim oznakama (26), sledi da je:

$$y' = \frac{dy}{dx} = 0 \quad (35)$$

Složenu funkciju (27), radi jednostavnosti, diferenciraćemo preko dve funkcije (29):

$$y_1 = \frac{-A}{(x-B)^2}$$

$$y_2 = C \cdot \alpha \cdot \left(\frac{\ln \frac{E}{D-x}}{E-D+x} \right)^{\alpha-1} \cdot \left(\frac{\ln \frac{E}{D-x}}{E-D+x} \right) \quad (36)$$

Ovde je izvod:

$$\left(\frac{\ln \frac{E}{D-x}}{E-D+x} \right)' = \frac{E-D+x - \ln \frac{E}{D-x}}{(E-D+x)^2}$$

Odnosno:

$$y_2' = C \cdot \alpha \cdot \left(\frac{\ln \frac{E}{D-x}}{E-D+x} \right)^{\alpha-1} \cdot \frac{E-D+x - \ln \frac{E}{D-x}}{(E-D+x)^2} \quad (37)$$

S obzirom da je $y' = y_1' + y_2'$, prema (36) i (37) biće:

$$y' = \frac{-A}{(x-B)^2} + C \cdot \alpha \cdot \left(\frac{\ln \frac{E}{D-x}}{E-D+x} \right)^{\alpha-1} \cdot \frac{E-D+x - \ln \frac{E}{D-x}}{(E-D+x)^2} \quad (38)$$

odnosno prema (35), nakon određenih matematičkih operacija, biće:

$$\frac{A}{C \cdot \alpha} \frac{(E-D+x)^{\alpha+1}}{(x-B)^2} - \left(\ln \frac{E}{D-x} \right)^{\alpha-1} \cdot \left(\frac{E-D+x}{D-x} + \left(\ln \frac{E}{D-x} \right)^{\alpha} \right) = 0 \quad (39)$$

što predstavlja osnovnu jednačinu problema. Očigledno nepoznata x ne može se eksplicitno izraziti.

Traženo rešenje jednačine (39) moglo bi se grafički dobiti kao presek iste funkcije (relacija 38), sa apscisom, s obzirom da je tada $y'(x) = 0$. Međutim, do rešenja se može doći i na drugi način.

Uzimajući u obzir da je $y' = 0$, jednačina (38) može se napisati kao:

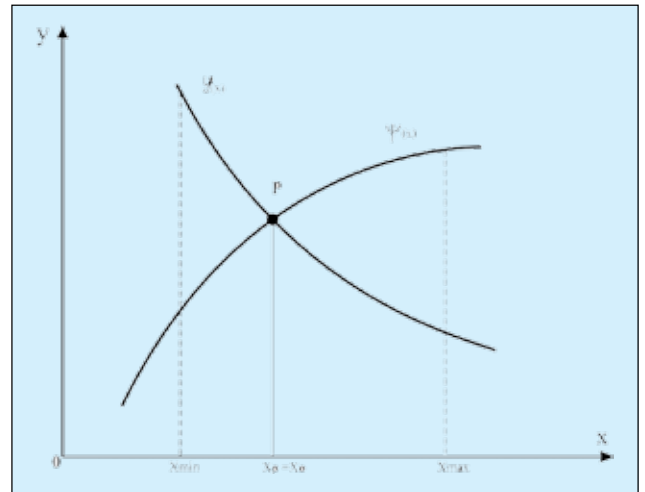
$$\frac{A}{(x-B)^2} = \frac{C \cdot \alpha}{(E-D+x)^{\alpha+1}} \cdot \left(\ln \frac{E}{D-x} \right)^{\alpha-1} \cdot \left(\frac{E-D+x}{D-x} - \ln \frac{E}{D-x} \right) \quad (40)$$

Ako prema (40) uvedemo dve nove funkcije:

$$y_I = \frac{A}{(x-B)^2} = \varphi(x)$$

$$y_{II} = \frac{C \cdot \alpha}{(E-D+x)^{\alpha+1}} \cdot \left(\ln \frac{E}{D-x} \right)^{\alpha-1} \cdot \left(\frac{E-D+x}{D-x} - \ln \frac{E}{D-x} \right) = \psi(x) \quad (41)$$

do rešenja postavljenog problema, s obzirom da je jednačina (39), odnosno (40), transcendentna, može se doći grafičkim postupkom prema sl. 9.



Slika 9. Principijelno rešenje transcendentne jednačine problema grafičkom metodom

Optimalna temperatura rashladnog fluida na izlazu x_0 dobija se u preseku krivih $\varphi(x)$ i $\psi(x)$. Ovde se uzima u obzir samo ono rešenje koje se nalazi u realnom temperaturnom području (30). Pri tome analizira se područje u kome je funkcija $y = y(x)$ neprekidna i definisana [19, 20].

Do rešenja x_0 s obzirom na sl. 9, dolazi se iterativnim postupkom korišćenjem odgovarajućeg računarskog programa [19, 20].

Za utvrđivanje karaktera lokalnog ekstremuma funkcije $y = y(x)$, potrebno je prema (38) odrediti drugi izvod iste funkcije [19, 20]:

$$y'' = \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{2A}{(x-B)^3} - \alpha \cdot (\alpha-1) \cdot C \cdot \left(\frac{\ln \frac{E}{D-x}}{E-D+x} \right)^{\alpha-2} \cdot \left[\frac{1}{(E-D+x)(D-x)} - \frac{1}{(E-D+x)^2} \cdot \ln \frac{E}{D-x} \right]^2 + \frac{\alpha \cdot C}{(E-D+x)^2 (D-x)} \cdot \left(\frac{\ln \frac{E}{D-x}}{E-D+x} \right)^{\alpha-1} \cdot \left[\frac{2x+E-2D}{D-x} + \frac{2(D-x)}{E-D+x} \cdot \ln \frac{E}{D-x} - 1 \right] \quad (42)$$

Za posmatrani problem minimuma funkcije, za optimalnu tačku x_0 , mora biti $y''(x_0) > 0$.

6. Optimizacije izlazne temperature prema približnim modelima

Izraz za srednju logaritamsku razliku temperatura (6) postaje netačan kada $\Delta T_v \rightarrow \Delta T_m$. Za slučaj $\Delta T_m = \Delta T_v$, isti izraz je neprimenljiv zbog neodređenog količnika:

$$\frac{0}{\ln 1} = \frac{0}{0}$$

U ovakvim slučajevima, koji se takođe sreću u praksi, kao što je rečeno, prema [29, 30, 37] preporučuje se izraz u obliku aritmetičke sredine:

$$\Delta T_{sr} = \frac{\Delta T_v + \Delta T_m}{2}$$

koji važi za područje $1 \leq \Delta T_v / \Delta T_m \leq 1,2$, pri čemu je tačnost zadovoljavajuća.

Za područje $1,2 \leq \Delta T_v / \Delta T_m \leq 2,4$ primenjuje se prošireni izraz:

$$\Delta T_{sr} = \frac{\Delta T_v + \Delta T_m}{2} - \beta \cdot \frac{(\Delta T_v - \Delta T_m)^2}{\Delta T_v + \Delta T_m} \quad (43)$$

gde je konstanta $\beta = 0,1667$, prema [29, 30, 37].

Za slučaj kada se srednja razlika temperatura ΔT_{sr} izražava preko aritmetičke sredine, relacija (8), funkcija ukupnih troškova (22) može se izraziti kao:

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left[\frac{q_t}{k \cdot 0,5 \cdot (\Delta T_v + \Delta T_m)} \right]^\alpha \quad (44)$$

Na sl. 8, za ovaj slučaj sledi da je:

$$\Delta T_{sr} = \frac{(T_{tu} - T_{hi}) + (T_{ti} - T_{hu})}{2} \quad (45)$$

Zamenom (45) u (44) dobiće se:

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k \cdot \bar{c} \cdot q_t^\alpha}{\tau_g \cdot 0,5^\alpha \cdot k^\alpha} \cdot \left(\frac{1}{T_{tu} - T_{hi} + T_{ti} - T_{hu}} \right)^\alpha \quad (46)$$

Uvođenjem smena:

$$y = C_{uk}; \quad x = T_{hi}; \quad A = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph}} B = T_{hu};$$

$$C_1 = \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{0,5 \cdot k} \right)^\alpha \quad D_1 = T_{tu} + T_{ti} - T_{hu} \quad (47)$$

u izraz (46), dobija se funkcija pogodnija za analizu:

$$y = \frac{A}{x-B} + C_1 \cdot \left(\frac{1}{D_1-x} \right)^\alpha \quad (48)$$

Ovde su A, B, C_1 i D_1 konstante.

Funkcija (48) je definisana za $x \neq B$ i $x \neq D_1$. Kao i kod tačnog modela, uzećemo da je:

$$y = y_1 + y_2 \rightarrow y' = y_1' + y_2'$$

$$y_1' = \frac{-A}{(x-B)^2} \quad y_2' = C_1 \cdot \alpha \cdot \left(\frac{1}{D_1-x} \right)^{\alpha+1} \quad (49)$$

Prvi izvod funkcije (48), s obzirom na (49) biće:

$$y' = \frac{-A}{(x-B)^2} + C_1 \cdot \alpha \cdot \left(\frac{1}{D_1-x} \right)^{\alpha+1} \quad (50)$$

odnosno:

$$y' = \frac{-A}{(x-B)^2} + \frac{C_1 \cdot \alpha}{(D_1-x)^{\alpha+1}} \quad (51)$$

Odavde sledi da je:

$$\frac{A}{(x-B)^2} = \frac{C_1 \cdot \alpha}{(D_1-x)^{\alpha+1}} \quad (52)$$

Kao i kod tačnog modela, i ovde se mogu posmatrati dve funkcije:

$$y_I = \frac{A}{(x-B)^2} \quad y_{II} = \frac{C_1 \cdot \alpha}{(D_1-x)^{\alpha+1}} \quad (53)$$

U preseku funkcija (53) dobija se traženo rešenje minimuma funkcije troškova. Pri tome, drugi izvod funkcije (48) biće:

$$y'' = \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{2A}{(x-B)^3} + \alpha \cdot (\alpha+1) \cdot C_1 \cdot \left(\frac{1}{D_1-x} \right)^{\alpha+2} \quad (54)$$

Drugi izvod za slučaj minimuma za optimalnu tačku mora biti veći od nule [19, 20].

Za područje $1,2 \leq \Delta T_v / \Delta T_m \leq 2,4$, funkcija troškova (22) prema proširenom izrazu za srednju temperaturnu razliku (43) biće:

$$C_{uk} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} + \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k} \right)^\alpha \cdot \left[\frac{\Delta T_v + \Delta T_m}{2} - \beta \cdot \frac{(\Delta T_v - \Delta T_m)^2}{\Delta T_v + \Delta T_m} \right]^{-\alpha} \quad (55)$$

Uvođenjem odgovarajućih smena:

$$y = C_{uk}; \quad x = T_{hi}; \quad A = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph}} B = T_{hu};$$

$$C = \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k} \right)^\alpha;$$

$$D_1 = T_{tu} + T_{ti} - T_{hu} E_1 = T_{ti} - T_{hu} - T_{tu} \quad (56)$$

funkcija (55) nakon sređivanja dobija oblik:

$$y = \frac{A}{x-B} + C \cdot \left(\frac{1}{\frac{D_1-x}{2} - \beta \cdot \frac{(E_1+x)^2}{D_1-x}} \right)^\alpha \quad (57)$$

Prvi izvod funkcije (57) biće:

$$y' = \frac{-A}{(x-B)^2} + \alpha \cdot C \cdot \left(\frac{1}{\frac{D_1-x}{2} - \beta \cdot \frac{(E_1+x)^2}{D_1-x}} \right)^{\alpha+1} \cdot \left[\frac{1}{2} + 2\beta \cdot \frac{E_1+x}{D_1-x} + \beta \cdot \left(\frac{E_1+x}{D_1-x} \right)^2 \right] \quad (58)$$

I ovde se može doći do rešenja uvođenjem dve funkcije prema (58).

Drugi izvod funkcije (57) ima relativno složen oblik:

$$y'' = \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{2A}{(x-B)^3} + \alpha \cdot C \cdot \left(\frac{1}{\frac{D_1-x}{2} - \beta \cdot \frac{(E_1+x)^2}{D_1-x}} \right)^{\alpha+2} \cdot \left\{ (\alpha+1) \cdot \left[\frac{1}{2} + 2\beta \cdot \frac{E_1+x}{D_1-x} + \beta \cdot \left(\frac{E_1+x}{D_1-x} \right)^2 \right]^2 + 2\beta \cdot \frac{D_1+E_1}{(D_1-x)^2} \cdot \left(\frac{D_1-x}{2} - \beta \cdot \frac{(E_1+x)^2}{D_1-x} \right) \cdot \left(1 + \frac{E_1+x}{D_1-x} \right) \right\} \quad (59)$$

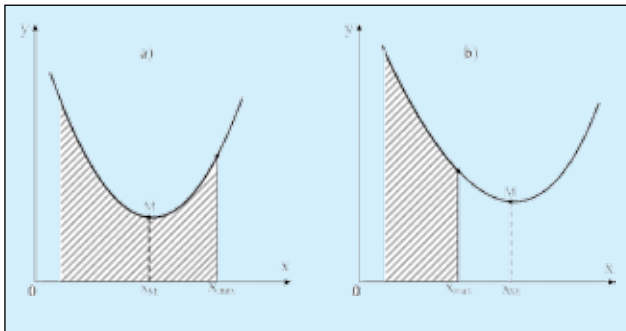
7. Analiza funkcije troškova sa aspekta ograničenja temperatura

Analiza će se izvesti za područje u kome je funkcija troškova $y = y(x)$ neprekidna i definisana, odnosno za šire područje realnih vrednosti izlazne temperature rashladnog fluida $T_{hu} \neq T_{tu}$ (sl. 8). Isto tako, uzeće se u obzir ograničenje maksimalne izlazne temperature rashladnog fluida, koje obično za vodu iznosi $T_{hi,max} = 45 \div 50 \text{ °C}$ [31, 32, 33, 35]. Glavni razlog za ovo je intenzivnije stvaranje naslaga kamenca na ovim temperaturama.

U opštem slučaju prema sl. 10, kada funkcija troškova $y = y(x)$ ima minimum u tački M, imamo dve mogućnosti.

U prvom slučaju (sl. 10a), minimum se nalazi u području $x_M \leq x_{max} = T_{hi,max}$. Za ovaj slučaj rešenje x_M predstavlja optimalno rešenje.

U drugom slučaju (sl. 10b), minimum se nalazi u području $x_M > x_{max} = T_{hi,max}$. To rešenje se ne može usvojiti kao optimalno s obzirom da je prekoračena maksimalno dozvoljena izlazna temperatura rashladnog fluida $T_{hi,max}$. Za ovaj slučaj se za optimalno rešenje usvaja temperatura $T_{hi,max}$ s obzirom da ovo rešenje omogućuje najmanje troškove.

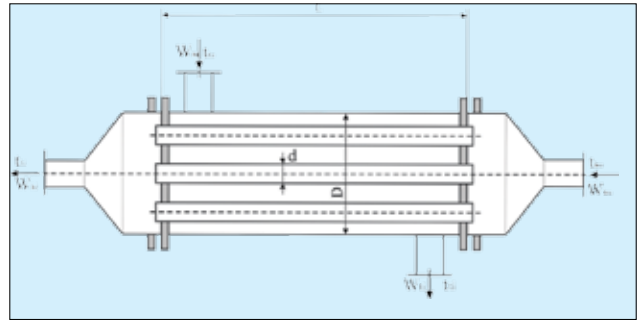


Slika 10. Mogućnosti minimuma funkcije troškova s obzirom na maksimalno dozvoljenu izlaznu temperaturu rashladnog fluida

Kada je rashladni fluid voda, što je u praksi čest slučaj, pri gornjoj analizi može se usvojiti da je $T_{hi,max} = 50 \text{ °C}$.

8. Računski primer

Prikazanu metodologiju optimizacije ilustrovaćemo na jednom suprotnosmernom razmenjivaču toplote sa snopom cevi bez pregrada u omotaču (sl. 11). Rashladni fluid je voda ulazne temperature t_{hu} dok je procesni fluid kojim se hladi vazduh, ulazne temperature t_{tu} i izlazne temperature t_{ti} .



Slika 11. Razmenjivač toplote sa snopom cevi i omotačem bez pregrada pri suprotnosmernom toku

Voda struji kroz cevi, a vazduh kroz omotač.

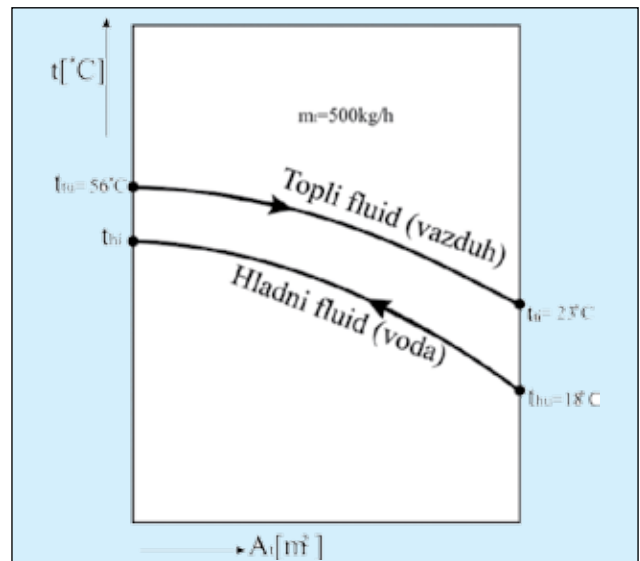
Polazni podaci su:

- ulazna temperatura rashladne vode: $t_{hu} = 18 \text{ °C} = 291,15 \text{ K}$;
- ulazna temperatura vazduha koji se hladi: $t_{tu} = 56 \text{ °C} = 329,15 \text{ K}$;
- izlazna temperatura vazduha koji se hladi: $t_{ti} = 13 \text{ °C} = 296,15 \text{ K}$;
- maseni protok vazduha: $m_t = 500 \text{ kg/h}$;
- koeficijent prolaza toplote: $k = 120 \text{ W/(m}^2\text{K)}$; ovaj koeficijent je usvojen s obzirom na tip razmenjivača toplote i primenjene fluide [14, 17]; smatraćemo da je $k = \text{const.}$;
- specifični toplotni kapacitet vode za očekivani interval temperatura [14, 17, 18]: $c_{ph} = 4180 \text{ J/(kgK)}$;
- broj radnih sati razmenjivača toplote u godini: $\tau = 7000 \text{ h}$;
- cena vode i njenog pumpanja (zajedno sa pripremom): $c_{rv} = 0,0015 \text{ €/kg}$;
- radni vek razmenjivača toplote: $\tau_g = 6 \text{ god.}$;
- faktor koji uzima u obzir kamate, amortizaciju, održavanje i ostale fiksne troškove [17, 18]: $f_k = 1,1$.

Rešavanje problema sprovodimo po sledećem redosledu:

a) Profil raspodele temperatura

Pretpostavljena raspodela temperatura po dužini zadatog razmenjivača toplote, prikazana je principijelno na sl. 12.



Slika 12. Profil raspodele temperatura po dužini razmenjivača toplote za računski primer

Ova pretpostavka biće kasnije proverena postupkom matematičke analize.

b) Konstante s obzirom na zadate temperature

Prema relaciji (26) je:

$$\begin{aligned} B &= T_{hu} = 291,15 \text{ K} \\ D &= T_{tu} = 329,15 \text{ K} \\ E &= T_{ti} - T_{hu} = 5 \text{ K} \end{aligned}$$

c) Konstante s obzirom na tehnno-ekonsomske pokazatelje

Prema (26) dobijaju se konstante A i C.

$$A = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph}} = \frac{0,0015 \cdot 7000 \cdot 3600 \cdot 4624,6}{4180} = 41820,5$$

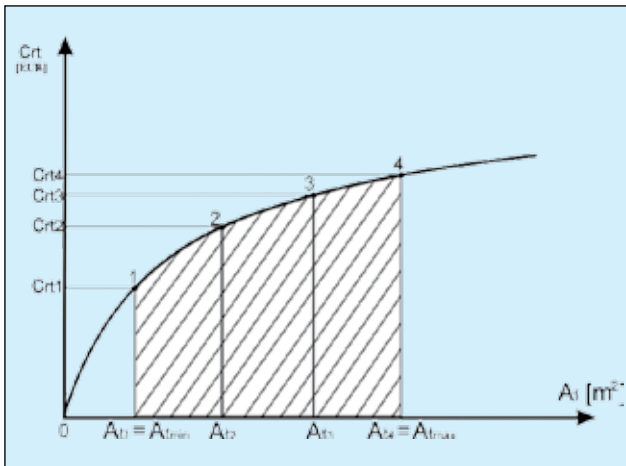
Ovde je toplotni protok:

$$\begin{aligned} q_t &= m_t \cdot c_{pt} \cdot (T_{tu} - T_{ti}) = \frac{500}{3600} \cdot 1009 \cdot \\ &\cdot (329,15 - 296,15) = 4624,6 \text{ W} \end{aligned}$$

$c_{pt} = 1009 \text{ [J/kgK]}$ – specifični toplotni kapacitet za vazduh prema zadatom intervalu temperatura [14, 17].

$$C = \frac{f_k \cdot \bar{c}}{\tau_g} \cdot \left(\frac{q_t}{k}\right)^\alpha = \frac{1,1 \cdot 515}{6} \cdot \left(\frac{4624,6}{120}\right)^{0,65} = 1013,6$$

Kao što je rečeno, cena instalisanog razmenjivača može se precizno odrediti prema relaciji (12), pri čemu je potrebno utvrditi vrednosti konstanti u istoj relaciji za domaće uslove. Na taj način bi se dobila relacija (13), za širi interval površine $A_{t,\min} \div A_{t,\max}$. Za približan proračun možemo, prema sl. 13, za očekivani interval površina posmatranog razmenjivača toplote $A_{t,\min} \div A_{t,\max}$ odrediti njihovu cenu za nekoliko razmenjivača toplote koja je poznata na tržištu (u našem slučaju 4 razmenjivača, tačke 1, 2, 3 i 4 na sl. 13). Ove cene određene su prema katalogima proizvođača razmenjivača toplote.



Slika 13. Određivanje konstante i eksponenta α u relaciji (13)

Razmenjivači toplote poznate površine A_{t1} , A_{t2} , A_{t3} i A_{t4} imaju poznatu cenu c_{rt1} , c_{rt2} , c_{rt3} i c_{rt4} .

Iz ovih podataka, parametre c i α u relaciji:

$$c_{rt} = \bar{c} \cdot A_t^\alpha$$

možemo odrediti matematički, metodom najmanjih kvadrata, odnosno metodom srednjih vrednosti [19, 20]. Sa ovim je empirijska relacija (13) neophodna za optimizaciju potpuno određena.

U posmatranom slučaju, zbog obima postupka odnosno ograničenog prostora, biće dat samo krajnji rezultat proračuna:

$$\bar{c} \approx 515; \quad \alpha = 0,65$$

Posmatran je interval površina razmenjivača toplote $A_{t,\min} \div A_{t,\max} = 5 \div 200 \text{ [m}^2\text{]}$.

d) Određivanje optimalne temperature izlazne vode

Koristeći odgovarajući program, prema relaciji za tačan model (41) nacrtane su funkcije $\varphi(x)$ i $\psi(x)$ (sl. 9). Iterativnim postupkom je dobijeno optimalno rešenje, tj. optimalna izlazna temperatura rashladne vode:

$$x_0 = T_{hi0} = 325,675 \text{ K} = 52,525 \text{ }^\circ\text{C}$$

Dobijeno rešenje nije suviše daleko od maksimalno dozvoljene izlazne temperature $T_{hi,\max} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Prema relaciji za drugi izvod funkcije troškova (42), korišćenjem odgovarajućeg programa dobija se da je $y''(x_0) = 16,7539 > 0$, što znači da funkcija u tački $x = x_0$ ima minimum.

e) Određivanje optimalne temperature prema približnom modelu

Polazeći od relacije (58) takođe prema sl. 9, iterativnim postupkom i korišćenjem grafika funkcija, dobijeno je optimalno rešenje:

$$x_0 = T_{hi0} = 325,665 \text{ K} = 52,515 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ovaj model važi kao što je rečeno za $1,2 \leq \Delta T_v / \Delta T_m \leq 2,4$. Korišćenjem drugog izvoda funkcije troškova prema ovom modelu (59), može se pokazati da je $y''(x_0) > 0$, što znači da funkcija troškova ima minimum.

Odstupanje izlazne temperature prema tačnom i približnom modelu, kao što se vidi, minimalno je.

Za slučaj da je $1 \leq \Delta T_v / \Delta T_m \leq 1,2$, može se koristiti model prema relaciji (51).

Za naš slučaj je $\Delta T_v / \Delta T_m = 1,44$.

f) Proračun glavnih veličina za projektovanje razmenjivača toplote

Nakon određivanja optimalne temperature rashladnog fluida, očigledno je da se proračun ostalih veličina sprovodi prema klasičnom postupku.

– Protok rashladnog fluida:

$$\begin{aligned} m_h &= \frac{q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} = \frac{4624,6}{4180 \cdot (325,675 - 291,15)} = \\ &= 0,032044 \text{ kg/s} = 115,36 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

– Srednja logaritamska razlika temperatura:

$$\begin{aligned} \Delta T_{sr} &= \frac{(T_{ti} - T_{hu}) - (T_{tu} - T_{hi})}{\ln \frac{T_{ti} - T_{hu}}{T_{tu} - T_{hi}}} = \\ &= \frac{(296,15 - 291,15) - (329,15 - 325,675)}{\ln \frac{296,15 - 291,15}{329,15 - 325,675}} = \\ &= 4,1914 \text{ K} \end{aligned}$$

– Površina za razmenu toplote:

$$A_t = \frac{q_t}{K \cdot \Delta T_{sr}} = \frac{4624,6}{120 \cdot 4,1914} = 9,1946 \text{ m}^2$$

Dobijena površina je u granici pretpostavljenih prema sl. 13.

– Potrebna količina rashladne vode po 1 kg vazduha:

$$\frac{m_h}{m_t} = \frac{115,36}{500} = 0,2307 \text{ kg/kg}$$

– Investicioni, pogonski i ukupni godišnji troškovi svedeni na jednu godinu, u optimalnoj tački, računaju se prema relacijama (18), (20) i (10):

$$C_{inv} = \frac{f_k}{\tau_g} \cdot \bar{c} \cdot A_t^\alpha = \frac{1,1}{6} \cdot 515 \cdot 9,1946^{0,65} = 399,3 \text{ €}$$

$$C_{pog} = \frac{c_{rv} \cdot \tau \cdot q_t}{c_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{hu})} = \frac{0,0015 \cdot 7000 \cdot 4624,6}{4180 \cdot (325,675 - 291,15)} = 1211,3 \text{ €}$$

$$C_{uk} = C_{inv} + C_{pog} = 399,3 + 1211,3 = 1610,6 \text{ €}$$

– Cena razmenjivača toplote se može orijentaciono odrediti prema relaciji (13).

$$c_{rt} = \bar{c} \cdot A_t^\alpha = 515 \cdot 9,1946^{0,65} = 2178,2 \text{ €}$$

g) Utvrđivanje karaktera promene temperature duž razmenjivača toplote

Karakter promene temperature duž razmenjivača toplote, metodom matematičke analize utvrđuje se preko funkcija $T_h = f(A)$ i $T_t = f(A)$, gde je A površina za razmenu toplote.

Za slučaj da je $m_h \cdot c_{ph} > m_t \cdot c_{pt}$, drugi izvod je:

$$\frac{d^2 T_t}{dA^2} > 0 \quad \frac{d^2 T_h}{dA^2} > 0$$

Zavisnosti $T_h = f(A)$ i $T_t = f(A)$ su konkavne, dok su u suprotnom slučaju konveksne [36, 37, 38].

Za naš slučaj je:

$$115,36 \cdot 4180 < 500 \cdot 1009$$

Na osnovu ovoga može se zaključiti da su gore navedene zavisnosti konveksne. Iz toga sledi da je profil temperatura na sl. 12 ispravno pretpostavljen.

h) Proračun ostalih veličina razmenjivača toplote

Sve ostale veličine neophodne za projektovanje razmenjivača toplote: broj cevi, brzina fluida kroz cevi i omotač itd., određuju se na jednostavan način, prema klasičnom postupku [7, 12, 29, 31, 35].

Zaključak

Kao što je poznato, korišćenjem termohidrauličkih proračuna određuju se glavne dimenzije razmenjivača toplote na osnovu zadatih pogonskih uslova. Taj zadatak se može rešiti konstrukciono na razne načine koji svi ispunjavaju zadate uslove. Kao što je pokazano u radu, od raznih mogućih kombinacija rešenja, za kriterijum minimalnih ukupnih troškova, utvrđeno je optimalno rešenje parametra koji se optimizuje.

Tehno-ekonomski proračuni, koji se uključuju tokom termohidrauličkog projektovanja, čine postupak očigledno znatno složenijim. Razlog tome je uglavnom matematičke prirode s obzirom da se gotovo uvek dobijaju složene matematičke funkcije koje se ne mogu eksplicitno izraziti odnosno rešiti. Posebno obazrivo treba postupati u slučajevima pojave više lokalnih minimuma funkcije optimizacije. Isto tako, problem nije dovoljno posmatrati kao čisto termodinamički,

već je neophodno uzeti u obzir i ekonomske uslove. Zbog takvog pristupa može se slobodno reći da je optimizacija razmenjivača toplote jedan od komplikovanijih zadataka inženjera projektanta. Pri tome kriterijumi optimizacije odnosno funkcije cilja mogu biti različiti (produktivnost, ekonomičnost, rentabilnost).

Optimizaciju razmenjivača toplote posebno je pogodno primeniti u onim slučajevima kada radni uslovi nisu precizno definisani kao što je slučaj u radu. U tom slučaju optimizuju se one veličine koje su od sekundarnog značaja.

Prikazani model je moguće primeniti i u slučaju razmenjivača toplote sa više prolaza kroz cevi i omotač odnosno uz postojanje pregrada, kada je neophodno u proračun uvesti korekcionni faktor merodavne srednje temperaturske razlike. Pri tome radi dobijanja upotrebljivih rezultata, morao bi se koristiti iterativni postupak, s obzirom da izlazna temperatura rashladnog fluida nije poznata.

Na bazi prikazanog modela moguće je optimizovati i druge parametre razmenjivača toplote, na primer brzine fluida kroz cevi i omotač. U tom slučaju, javlja se očigledno složeniji dvodimenzionalni problem jer se optimizuju dve promenljive.

Slučaj kada nije poznat koeficijent prolaza toplote odnosno kada je njegova vrednost nepouzdana, takođe je moguće rešiti prikazanom metodom. Tada bi se morao primeniti iterativni postupak s obzirom da nisu poznate sve karakteristične temperature.

Izvedene zavisnosti odnosno prikazani model moguće je direktno primeniti i u slučaju kondenzatora i isparivača sa proizvoljnim brojem prolaza fluida u cevi i omotaču. Tada bi se dobile donekle jednostavnije relacije s obzirom da su tu temperature toplijeg odnosno hladnijeg fluida konstantne.

Rešavanje problema optimizacije razmenjivača toplote zahteva multidisciplinarni pristup i teško ga je primeniti bez stručnjaka specijalizovanih za razne oblasti (termodinamiku, prostiranje toplote, mehaniku fluida, ekonomiju, numeričku matematiku, matematičko programiranje, matematičku analizu). Isto tako, neophodna je primena savremene računarske tehnike i odgovarajućih numeričkih programa. To je jedan od razloga zbog kojih se u praksi optimizacija razmenjivača toplote retko sprovodi. Za to sigurno nema uvek opravdanja, posebno zato što se aspekt ekonomije ne sme zanemariti.

Literatura

- [1] **Boyce W. E., R. C. Diprima**, *Elementary Differential Equations and Boundary Value Problems*, New York, John Wiley, 1986.
- [2] **Kutateladze, S. S.**, *Fundamentals of Heat Transfer*, New York, Academic Press, 1983.
- [3] **Cengel Y. A., R. H. Turner**, *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*, McGraw-Hill, New York, 2005.
- [4] **Ribando, Robert J.**, *Heat Transfer Tools*, McGraw, New York, 2002.
- [5] **Schumpeter, J. A.**, *The Theory of Economic Development*, Oxford University Press, 1981.
- [6] **Schmalenbach, E.**, *Kostenrechnung und Preispolitik*, Koln, 1983.
- [7] **Kern, D. Q., A. D. Kraus**, *Extended Surface Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1982.
- [8] **Gröber, H., S. Erk, U. Grigull**, *Fundamentals of Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1981.
- [9] **Jaluria, Y., K. E. Torrance**, *Computational Heat Transfer*, Hemisphere, New York, 1986.
- [10] **Shih, T. M.**, *Numerical Heat Transfer*, Hemisphere, 1984.

- [11] **Jakob, M.**, Heat Transfer, John Wiley, New York, 1979.
- [12] **Edwards, D. K., V. E. Denny**, *Transfer Processes*, 2nd ed., Hemisphere, Washington, 1979.
- [13] **Chi, S. W.**, *Heat Theory and Practice*, Hemisphere, Washington, 1976.
- [14] **Baehr, H. D.**, *Termdynamik*, Springer-Verlag, Berlin, 1993.
- [15] **Büki, G.**, *Energetika*, MK, Budapest, 1997.
- [16] **Reynolds, W. S.**, *Thermodynamics*, McGraw-Hill, Book Co, New York, 1978.
- [17] **Kozić, Đ., B. Vasiljević, V. Bekavne**, *Priručnik za termodinamiku*, MF, Beograd 2007.
- [18] **Michael, J. M., N. S. Howard**, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, John Wiley, New York, 1994.
- [19] **Bronštejn, I. N., K. A. Semendljajev**, *Spravočnik po matematike*, GIFML, Moskva, 1992.
- [20] **Kurepa, S.**, *Matematička analiza*, Tehnička knjiga, Zagreb, 1999.
- [21] **Perović, D.**, *Teorija troškova*, Svetlost, Sarajevo, 1994.
- [22] **Markovski, S.**, *Osnovi teorije troškova*, Informator, Zagreb, 1981.
- [23] **Milojević, M.**, *Poslovni sistem*, Naučna knjiga, Beograd, 1979.
- [24] **Smith, J. G.**, *Business Strategy*, Basic Blackwell, 1985.
- [25] **Šoškić, B.**, *Teorija vrednosti*, Savremena administracija, Beograd, 1971.
- [26] **Afgan, N., E. U. Schlunder**, *Heat Exchanger: Design and Theory Sourcebook*. Washington, DC: McGraw-Hill/Scripta, 1974.
- [27] **Bownman, R. A., A. C. Mueller, W. M. Nagle**, *Mean Temperature Difference in Design*. *Trans. ASME* 62, 1970. p. 283. Reprinted with permission of ASME International.
- [28] **Fraas, A. P.**, *Heat Exchanger Design*. 2nd ed., New York: John Wiley&Sons, 1989.
- [29] **Gardner, K. A.**, *Variable Heat Transfer Rate Correct Multipass Exchangers, Shell Side Film Controlling*, *Transactions of the ASME* 67 (1975).
- [30] **Kays, W. M., A. L. London**, *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed., New York: McGraw-Hill, 1984. Reprinted by permission of William M. Kays.
- [31] **Kays, W. M., H. C. Perkins**, *In Handbook of Heat Transfer*, ed. W. M. Roshenow and J. P. Hartnett. New York: McGraw-Hill, 1972. Chap. 7.
- [32] **Mueler, A. C.**, *Heat Exchangers*. In *Handbook of Heat Transfer*, ed. W. M. Roshenow and J. P. Hartnett. New York: McGraw-Hill, 1972. Chap.18.
- [33] **Özişik, M. N.**, *Heat Transfer – A Basic Approach*, New York: McGraw-Hill, 1985.
- [34] **Schlunder, E. U.**, *Heat Exchanger Design Handbook*, Washington, DC: Hemisphere, 1982.
- [35] *** Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association. New York: Tublar Exchangers Manufacturers Association, latest ed.
- [36] **Stevens, R. A., J. Fernandes, J. R. Woolf**, *Mean Temperature Difference in One, Two, and Three Pass Crossflow Heat Exchangers*, *Transactions of the ASME* 79 (1977).
- [37] **Taborek, J., G. F. Hewitt, N. Afgan**, *Heat Exchangers Theory and Practice*, New York: Hemisphere, 1983.
- [38] **Walker, G.**, *Industrial Heat Exchangers*, Washington, DC Hemisphere, 1982.

kgh

POŽARNOOTPORNII PROIZVODI



- klapne;
- klapne za odimljavanje;
- žaluzine (demperi);
- požarnootporni ventilacioni ventili;
- rešetke za izjednačavanje pritiska;
- ekspanzirajuća traka VEX;
- PROPOM masa za zaštitu kablova, kablovskih prodora i fuga

OVLAŽIVAČI VAZDUHA



- precizna Pi regulacija vlažnosti;
- sigurna i higijenska konstrukcija;
- izuzetna ekonomičnost;
- efikasan rad u "tvrdj vodi" iz vodovoda;
- apsolutno automatizovan rad;
- jednostavna instalacija i održavanje

VAZDUŠNO GREJANJE



- elektro grejači;
- zaštitni granični termostati za zaštitu grejača od pregrevanja;
- stepenasti regulatori temperature (elektronski ili mehanički);
- diferencijalni presostati;
- komandni elektro ormani

FILTRI ZA VAZDUH



- vrećasti, klase od G3 do F7;
- kasetni, u klasama od G2 do G4;
- panelni (ravni), od G2 do G4;
- filteri za masna isparenja

PREDUZEĆE ZA INŽENJERING, TERMOTEHNIKU, PROIZVODNJU I TRGOVINU D.O.O.

VIS COMPANY

Adresa: Ulica Nikole Tesle 5, 11080 Zemun, Srbija • PAK: 200205 • Telefon: +381 11 2605 082 • +381 11 2601 741 • +381 11 2600 249 • Fax: +381 11 2600 436 • E-mail: office@viscompany.com • Web: www.viscompany.com

PROTIVEKSPLOZIONA ZAŠTITA



- požarnootporna klapna Ex;
- požarnootporna žaluzina Ex;
- i većina ostalih proizvoda

DISTRIBUCIJA VAZUHA



- protivkišne rešetke;
- regulacione klapne;
- regulacione žaluzine;
- ventilacioni ventili...