

PRILOG UTVRDJIVANJU KAPACITETA IZMENJIVAČA TOPLOTE

(Kritika neke projektantske prakse)

AUTOR: Rikalović R. Milan dipl.maš.inž.
PROTEUS, d.o.o, Loznica, M. Toplice br.2
Korać Vladimir, dipl.maš.inž.
BEOGRADSKE ELEKTRANE, Beograd
OBJAVLJENO u KGH br. 3/1998, SMEITS, Beograd, Kneza Miloša 7a/II

Apstract:

U radu se analizira projektantska praksa utvrđivanja kapaciteta izmenjivača toplote na bazi procentualnog uvećanja računskog kapaciteta instalacije radi pokrivanja gubitaka pri razmeni toplote usled zaprljanja i drugih uticaja.

Analiza pokazuje da se na bazi tako utvrđenog kapaciteta može doći do pogrešno izabranog izmenjivača toplote, koji neće zadovoljiti toplotne potrebe objekta.

Predlaže se da se izmenjivač toplote bira za računski kapacitet instalacije uz utvrđivanje uslova zaprljanja i klizanja polaznih temperatura radnih fluida u eksploataciji sistema.

Postavlja se pitanje koji toplotni kapacitet treba da stoji na identifikacionoj tablici proizvoda, posmatrano u kontekstu analize.

Česta projektantska praksa u instalacijama grejanja sa izmenjivačem toplote je da se usvojeni kapacitet izmenjivača toplote utvrdi na sledeći način:

$$Q_M = \varepsilon Q_R \quad (1)$$

Q_M [kW], usvojeni (merodavni) kapacitet razmene toplote u izmenjivaču toplote,

Q_R [kW], računski kapacitet instalacije,

ε , koeficijent uvećanja računskog kapaciteta.

Ovde je uvedena očigledna analogija kao pri izboru kotla, (kao izvora energije), pri čemu koeficijent uvećanja kapaciteta ima sličnu ulogu kao koeficijent korisnog dejstva ili preporučene rezerve izvora energije. U uslovima Beogradskih elektrana, najčešća projektantska praksa je da se koeficijent uvećanja računskog kapaciteta usvaja $\varepsilon = 1,3$.

Opravdanje za povećanje kapaciteta izmenjivača toplote se nalazi u činjenici da će kapacitet razmene toplote u izmenjivaču neminovno pasti posle zaprljanja u eksploataciji, zbog proračuna izmenjivača, na kontrolnoj spoljnoj temperaturi (npr. +8 °C), a takodje i zbog tzv. "čepiranja", odnosno zatvaranja jednog dela cevi u toku eksploatacije usled, probijanja na spoju ili pucanja. Iz navedenih razloga, usled smanjenja koeficijenta prolaza toplote i površina razmene toplote dolazi i do smanjenja kapaciteta izmenjivača.

Usvojeni kapacitet izmenjivača toplote se dalje pojavljuje kao merodavni, tj. osnovni podatak za naručivanje i proračun izmenjivača toplote. Razmotrićemo uticajne faktore na rad dobošastih izmenjivača toplote (**shell and tube**), pre svega na razmenu toplote u fazi izbora i eksploatacije.

Pri izboru izmenjivača toplote u instalacijama grejanja najčešće se zadaje:

$$Q, \Delta t_p = t'_p - t''_p, \Delta t_s = t'_s - t''_s. \quad (2)$$

Razmotrićemo tri slučaja:

- Izbor pri merodavnom kapacitetu Q_M ,
- Izbor pri računskom kapacitetu Q_R ,
- Izbor pri merodavnom kapacitetu, za protoke pri računskom kapacitetu.

Prvi slučaj je hipotetičan, odnosno uzima se veći kapacitet za proračun da bi se nadoknadili gubici koji nastaju usled zaprljanja i klizanja ulaznih temperatura u izmenjivač. U drugom slučaju protoci odgovaraju računskom kapacitetu, ali nema nikakve rezerve za pokrivanje gubitaka u eksploataciji. Treći slučaj uzima u obzir merodavni kapacitet, ali sa protocima koji se ostvaruju pri računskom kapacitetu instalacije, što se u praksi i dešava .

Osnovne bilansne i jednačina razmene toplote za izmenjivač su:

$$Q_{pM} = W_{pM} \Delta t_p = Q_{sM} = W_{sM} \Delta t_s = Q_{ITM} = k_M A_M \Delta t_{ef} \quad (3a)$$

$$Q_{pR} = W_{pR} \Delta t_p = Q_{sR} = W_{sR} \Delta t_s = Q_{ITR} = k_R A_R \Delta t_{ef} \quad (3b)$$

$$Q_p^* = W_{pR} \Delta t_p^* = Q_s^* = W_{sR} \Delta t_s^* = Q_{IT}^* = k^* A_M \Delta t_{ef}^* \quad (3c)$$

pri čemu je protok kroz izmenjivač uvek V_{pR} i V_{sR} :

$$W_{pM} = V_{pM} \rho_p c_p = Q_M / \Delta t_p = \varepsilon Q_R / W_p = \varepsilon W_{pR}, \quad W_{sM} = V_{sM} \rho_s c_s = \varepsilon W_{sR}, \quad (4)$$

$$\Delta t_{ef} = \eta \Delta t_{ln}, \quad \Delta t_{ln} = (\Delta t_p - \Delta t_s) / \ln(\theta - \Delta t_s) / (\theta - \Delta t_p), \quad \theta = t'_p - t'_s. \quad (5)$$

Podaci u izrazu (2) su dati pri spoljnoj projektnoj temperaturi, a izabrani izmenjivači imaju geometriju ($k_M A_M$) pri merodavnom kapacitetu, odnosno ($k_R A_R$) pri računskom kapacitetu. Prvi slučaj možemo odbaciti, jer se ne ostvaruje protok prema cirkulacionim pumpama, brzine ni koeficijent prolaza toplote za uzete podatke. Drugi slučaj je računski korektan, ali nema nikakve rezerve za gubitke u razmeni toplote. Treći slučaj ćemo posebno razmotriti, jer uzima u obzir proračun izmenjivača za merodavni kapacitet, a razmenjenu toplotu za protoke koji odgovaraju računskom kapacitetu instalacije.

Iz jednačina (3) deljenjem se dobija:

$$A_M / A_R = \varepsilon k_R / k_M, \quad Q_{IT}^* / Q_{ITR} = k^* A_M \Delta t_{ef}^* / (k_R A_R \Delta t_{ef}). \quad (6)$$

Ovde je:

Q_p, Q_s, Q_{IT} [kW], toplotni kapacitet po bilansu sa primarne i sekundarne strane i kapacitet razmene toplote izmedju primara i sekundara. Primar, definišemo kao toplotni zvor koji predaje toplotu (indeks "p"), a sekundar, kao toplotni ponor koji prima toplotu (indeks "s"). Indeksi "M" i "R" se odnose na merodavni odnosno računski kapacitet, a oznaka sa zvezdicom na slučaju pod c).

W_p, W_s [kW/K], toplotni ekvivalenti primarnog i sekundarnog fluida,

V_p, V_s [m³/s], zapreminski protok primarnog i sekundarnog fluida,

c_p, c_s [kJ/kgK], specifična toplota primarnog i sekundarnog fluida,

ρ_p, ρ_s [kg/m³], gustina primarnog i sekundarnog fluida,

$\Delta t_p, \Delta t_s, \Delta t_{ef}, \Delta t_{ln}$ [K], temperaturna razlika ostvarena u izmenjivaču toplote na primarnoj i sekundarnoj strani, kao i efektivna i srednja logaritamska temperaturna razlika pri suprotnosmernom strujanju,

θ [K], maksimalna razlika temperatura u izmenjivaču (na ulazu u izmenjivač),

$\eta < 1$ [-], korekcionni faktor za kombinovane šeme strujanja,

k [kW/m²K], koeficijent prolaza toplote za usvojeni izmenjivač toplote,

A [m²], površina razmene toplote, svedena na spoljnu površinu cevnog registra.

Ako u izrazu (6), prvu jednačinu ubacimo u drugu dobija se:

$$Q_{IT}^* / Q_{ITR} = \varepsilon k^* \Delta t_{ef}^* / k_M \Delta t_{ef} = \varepsilon \varepsilon_1 \quad (7)$$

Iz jednačine (7) se može zaključiti:

1) Temperaturna razlika Δt_{ef}^* se odnosi na površinu razmene izračunatu pri merodavnom kapacitetu A_M , i sigurno je manja od Δt_{ef} jer efektivna temperaturna razlika pada pri povećanju površine razmene.

2) Prolaz toplote u izmenjivaču toplote, kao što je poznato najviše zavisi pored termotehničkih svojstava radnih fluida od Rejnoldsovog broja, odnosno za poznatu geometriju izmenjivača od brzine

strujanja. Koeficijent k^* je određen za protok koji odgovara računskom kapacitetu, k_M za protok koji odgovara merodavnom kapacitetu, odnosno $k^* < k_M$. (Ako su izmenjivači izabrani po prvom i drugom slučaju istog poprečnog preseka, onda je $k^* \approx k_R$).

3) Na osnovu 1) i 2) je $\varepsilon_1 < 1$, a za neke režime je moguće i $\varepsilon_1 \approx 1$, što govori da u trećem razmatranom slučaju, razmenjena količina toplote neće biti mnogo veća od razmenjene toplote u slučaju kada se izmenjivač bira prema računskom kapacitetu. Objašnjenje za ovu pojavu je povezano sa činjenicom da za konstantne toplotne ekvivalente dobošasti izmenjivači imaju maksimalni kapacitet razmene pri beskonačno velikoj površini, koji zavisi samo od odnosa maksimalne temperaturske razlike (θ) i veće promene temperature radnog fluida (Δt). Prema tome ako odnos $\theta / \Delta t \rightarrow 1$, nikakvim povećanjem računskog kapaciteta se ne može ostvariti zahtevana rezerva u kapacitetu izmenjivača toplote.

4) Ukoliko se izmenjivač bira prema merodavnom kapacitetu, može doći do pogrešnog izbora. Naime za projektanta izmenjivača toplote, brzina strujanja u izmenjivaču je osnovni faktor izbora u prethodnom proračunu, koja treba da bude takva da strujanje bude turbulentno. Ako se u proračunu izmenjivača toplote uzme merodavni kapacitet (odnosno veći protok) od računskog, tj. onog koji se ostvaruje, jasno je da se može usvojiti pogrešna geometrija, odnosno da stvarna brzina strujanja padne čak i u laminarno područje.

Izmenjivač toplote svakako mora biti tako izabran da zadovolji ne samo kao čist i samo za spoljnu projektnu temperaturu. To se može postići ako se precizno definiše režim rada u kontrolisanom području rada izmenjivača, koji ćemo označiti sa d).

d) Izbor pri računskom kapacitetu pri zadatoj veličina dozvoljenog zaprljanja i kontrolnom temperaturskom režimu.

Kao računsku podlogu ovoj analizi dajemo rezultate proračuna izmenjivača toplote u navedene četiri varijante za sledeće uslove:

- Računski kapacitet instalacije: $Q_R = 800 \text{ kW}$ ($Q_M = 1,3 \times 800 = 1040 \text{ kW}$)
- Temperaturski režim:

Projektna temperatura $t_{SP} = -15^\circ\text{C}$: Primar: Vrela voda (u registru) $150 / 75^\circ\text{C}$,
Sekundar: Topla voda (u plaštu) $70 / 90^\circ\text{C}$.

Kontrolna temperatura $t_v = 8^\circ\text{C}$; Primar: $70 / 45^\circ\text{C}$, sekundar: $43 / 50^\circ\text{C}$.

- Otpor zaprljanja izmenjivača: $R_z = 2 \times 0,25 \text{ m}^2\text{K} / \text{kW}$.

Varijante proračuna:

- $Q = Q_M = 1040 \text{ kW}$, $V_p = 0,00346 \text{ m}^3/\text{s}$, $V_s = 0,01275 \text{ m}^3/\text{s}$
- $Q = Q_R = 800 \text{ kW}$, $V_p = 0,00266 \text{ m}^3/\text{s}$, $V_s = 0,00983 \text{ m}^3/\text{s}$
- $Q = Q_M = 1040 \text{ kW}$, $V_p = 0,00266 \text{ m}^3/\text{s}$, $V_s = 0,00983 \text{ m}^3/\text{s}$
- $Q = Q_R = 800 \text{ kW}$, $V_p = 0,00266 \text{ m}^3/\text{s}$, $V_s = 0,00983 \text{ m}^3/\text{s}$ + zaprlj. + klizanje

Rezultati proračuna: Proračun urađen prema HAUZENU u programu Microsoft Excel 97.

Var.	t_s [$^\circ\text{C}$]	Q [kW]	R_z [$\text{m}^2\text{K}/\text{kW}$]	ω_r [m/s]	ω_s [m/s]	k [kW/ m^2K]	A [m^2]	L_g [m]	Q_{IT} [kW]	Δt_s [$^\circ\text{C}$]	A/ A_i [-]
a	-15	1040	0	0,370	0,375	1,608	30,8	1,28	1040	21,0	1,8994
b	-15	800	0	0,285	0,289	1,281	29,7	1,23	800	21,0	1,8697
c	-15	1040	0	0,285	0,289	1,271	30,8	1,28	805	20,4	1,8994
d	-15	800	2 x 0,25	0,285	0,289	0,776	58,5	2,60	821	18,1	1

Prema izvršenoj analizi (i rezultatima proračuna) može se zaključiti:

Varijanta a), hipotetička, neće se ostvariti izračunata brzina strujanja, koeficijent prolaza toplote, pa ni količina razmenjene toplote,

Varijanta b), proračunski korektna, ali nema uticaja zaprljanja ni korekcije usled klizanja, pa se neće ostvariti izračunata količina razmenjene toplote,

Varijanta c), proračunski korektna, ali zahteva da projektant izmenjivača zna računski kapacitet instalacije. Postupak ne daje garancije da će se pokriti gubici usled zaprljanja (U primeru, $Q_{IT}^*/Q_R = \varepsilon_1 = 805/800 = 1,00625$),

Varijanta d), proračunski i stvarno korektna, pa se može preporučiti. Upoređenjem površina razmene toplote vidi se u konkretnom slučaju koliki je stvarni uticaj zaprljanja i klizanja polazne temperature vode radnih fluida.

Uticaj smanjenja površine usled “čepiranja” cevi cevnog registra pre generalne revizije, se može i izostaviti, jer je kontrolni režim najčešće na visokim spoljnim temperaturama kada značajno raste uticaj sunčevog zračenja.

Na kraju ovog razmatranja, postavlja se pitanje koji toplotni kapacitet razmene toplote napisati na tablici izmenjivača toplote?

U skladu sa idejom ovog razmatranja kapacitet razmene toplote na tablici proizvoda treba da je garantovani kapacitet za dozvoljeno zaprljani izmenjivač u projektnim uslovima koji obezbeđuje i kapacitet na kontrolnoj temperaturi. Dakle u varijanti d) $Q_{IT} = 821 \text{ kW}$.

Rad završen
30.03. 1998 god.

A u t o r i :
Rikalović Milan, dipl.maš.inž.
Korać Vladimir, dipl.maš.inž.