

Korišćenje povratne toplote za pripremu tople potrošne vode

STEFAN DECMAN,
dipl. ing., Toplotna
opskrba p. o., 62001
Maribor, Jadranska 28

Centralnoj pripremi tople potrošne vode u sistemima daljinskog grejanja mora se pokloniti naročita pažnja. Pri temperaturnoj regulaciji sistema, centralna priprema tople potrošne vode mnogo opterećuje sistem. Smanjenje opterećenja može se postići jedino korišćenjem povratne toplote iz sistema grejanja, ali su potrebni dvostepeni izmenjivači toplote. Za određivanje pravilne snage i veličine izmenjivača potrebno je poznavanje hidrauličkih promena u sistemu.

Particular attention should be paid to the central treatment of hot water for consumption within district heating systems. When regulating the temperature of the system, central treatment of hot water for consumption places a considerable load upon it. This can be reduced only by the use of return heat from the heating system, which however requires two-stage heat exchangers. A knowledge of the hydraulic variations within the system is necessary in order to determine the correct power and size of the exchangers. All these questions are treated in this article.

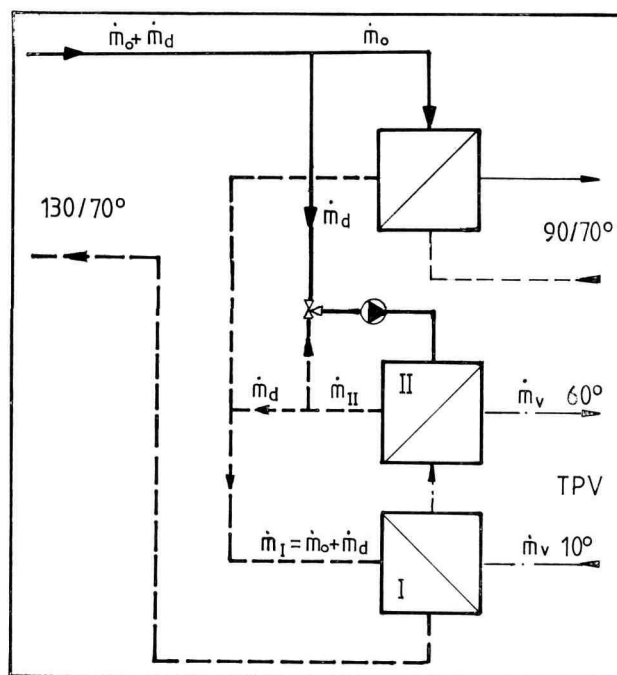
U sistemima daljinskog grejanja često se primenjuje centralna priprema tople potrošne vode, koja je za neke sisteme obavezan pratilac grejanja. U kombinovanim sistemima (TE-TO) centralna priprema tople potrošne vode je jedini potrošač toplotne energije u letnjem periodu, tamo gde nema tehnološke potrošnje. Tako bar razmišljaju planeri budućih postrojenja. Da je njihovo razmišljanje pravilno, možemo se uveriti na osnovu statističkih podataka o obimu godišnjih građevinskih radova. Iz tih podataka proizilazi, da je za pripremu tople potrošne vode u novoizgrađenim objektima u Jugoslaviji potrebno oko 150 MW, što je ravno snazi jedne srednje velike elektrane. AH to ne znači samo novi izvor svake godine, već i povećanje distribucionog sistema od dalekovoda, preko transformatora, do interne instalacije i grejača tople potrošne vode, imajući u vidu da se za pripremu tople potrošne vode troši najplemenitija vrsta energije. Uzimajući to u obzir i sa novim odnosom prema energiji, dolazi se do zaključka, da je ekonomičnije pripremati toplu potrošnu vodu centralno, i to ne samo u TE-TO, nego i u svim toplanama, pa čak i u većim kotlovnicama.

Za daljinsko grejanje primenjuju se različiti sistemi. Najrašireniji sistem je vrelovodni, sa temperaturama u polaznom vodu oko 150°C i temperaturnom razlikom do 100 K. Uzimajući u obzir čitav niz faktora, svaki grad određuje sebi optimalni sistem.

U sledećem razmatranju uzećemo daljinsko grejanje sistema 130/70°C, sa centralnom pripremom tople potrošne vode konstantne temperatu-

re od +60°C. Na slici 1. prikazano je takvo postrojenje sa indirektnim grejanjem i dvostepenim izmenjivačem toplote za pripremu tople potrošne vode. U izlaganju razmotrićemo korišćenje toplotne energije iz povratnog cevovoda sistema grejanja za pripremu tople potrošne vode, a za to nam je potreban dvostepeni izmenjivač toplote. U prvom stepenu pripreme tople potrošne vode* (I)

Sl. 1.



koristimo toplotu u povratku, dok u drugom stepenu (II) samo još dogrevamo toplu potrošnu vodu na $+60^{\circ}\text{C}$. Ovakvo razmatranje može se izvršiti i za sve druge temperaturno regulisane sisteme, kao i za direktan način grejanja.

Postavimo još jednu pretpostavku: temperatura u polaznom vodu obično se menja u zavisnosti od spoljne temperature, što je prikazano krivom 1 na slici 2, a temperatura povratne vode krivom 2. Temperatura polaznog voda kućne instalacije grejanja prikazana je krivom 3. Sve krive izračunate su poznatom jednačinom (1) sa eksponentom $m = 4/3$ za člankaste i pločaste radijatore, za projektnu spoljnu temperaturu od -18°C i temperaturu prostorije od 20°C . Pri razmatranju »klizanja« temperature, nailazimo na nekoliko karakterističnih tačaka.

Ako želimo pripremiti toplu potrošnu vodu sa konstantnom temperaturom od $+60^{\circ}\text{C}$, onda moramo imati u izmenjivaču temperaturnu razliku bar 5K, što znači da temperatura polaznog voda, u zavisnosti od spoljne temperature, može klizati od 130°C najviše do 65°C , a to se dešava kada je spoljna temperatura $+7^{\circ}\text{C}$. Pri svim višim spoljnim temperaturama i van grejnog perioda ostaje temperatura polaznog voda konstantna, na 65°C . Adekvatno polaznom vodu klizi i temperatura u povratnom vodu grejanja od 70°C naniže. Temperatura od 65°C postiže se pri spoljnoj temperaturi od -13°C , dok na spoljnoj temperaturi od $+7^{\circ}\text{C}$ ima vrednost od 43°C . Sledeća karakteristična spoljna temperatura je $+12^{\circ}\text{C}$, kada počinje, odnosno završava se period grejanja. Temperatura u polaznom vodu bila bi 49°C , a u povratnom 37°C , što znači da je temperaturna razlika $\Delta t = 12\text{K}$. Poznato je da je minimalna temperatura polazne vode 65°C , i iz toga proizilazi da je temperatura povratnog voda:

$$t_p = t_d - \Delta t = 65 - 12 = 53^{\circ}\text{C}.$$

Iz toga se vidi, da temperatura povratne vode sistema grejanja pri spoljnoj temperaturi od $+7^{\circ}$ do $+12^{\circ}\text{C}$ raste od 44° do 53°C . Tako smo dobili 5 karakterističnih slučajeva prikazanih u tabeli 1, koje ćemo pojedinačno razmotriti. Radi zaštite izmenjivača od taloženja kamenca, odredili smo mešajuću regulaciju primara II stepena na konstantnu temperaturu od 65°C , kao što je prikazano na si. 1.

Tabela 1.

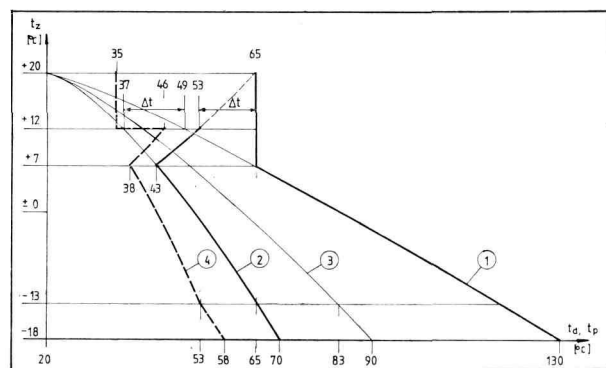
	t_z	t_d	t_p
1.	-18	130	70
2.	-13	117	65
3.	$+7$	65	43
4.	$+12$	65 (49)	53 (37)
5.	>12	65 —	letnji period bez grejanja

Za dalje razmatranje poći ćemo od toplotne jednačine:

$$\dot{Q} = \dot{m} c \Delta t \quad (1)$$

gde je:

Sl. 2.



Q = količina toplote,

m = maseni protok, c =
specifična toplota, Δt =
temperaturna razlika.

Iskustveni normativi nam pokazuju da je toplotna snaga za pripremu tople potrošne vode

(označimo je sa Q_v), otprilike 20% snage potrebne

za grejanje Q_0 . To važi za stambene zgrade bez merenja toplotne energije, a može se od slučaja do slučaja razlikovati, dakle:

$$Q_v = 0,2 Q_0 \text{ odnosno } Q_0 = 5 Q_v \quad (2)$$

Ako se jednačina (1) unese u (2), dobija se:

$$m_0 (130 - 70) = 5 m_v (60 - 10)$$

gde se leva strana odnosi na primarnu, a desna na sekundarnu stranu pripreme tople vode. Iz toga sledi:

$$\dot{m}_0 = \frac{25}{6} \dot{m}_v \quad (3)$$

Prvi slučaj: $t_z = -18^{\circ}\text{C}$

Sa temperaturama iz dijagrama mreže (sl. 2) može da se izradi temperaturni dijagram izmenjivača toplote za pripremu tople potrošne vode i to I i II stepen (sl. 3). Temperature na sekundarnoj strani su 10° na ulazu, i 60°C na izlazu. Temperatura primara I na ulazu je 70° , što znači da možemo čitavu toplu potrošnu vodu pripremiti već u prvom stepenu. Pri tom se voda ohladi na temperaturu t_i , što vidimo iz jednačine:

$$\dot{Q}_I + \dot{Q}_{II} = \dot{Q}_v$$

jer je $\dot{Q}_{II} = 0$, ostaje $\dot{Q}_I = \dot{Q}_v$ i dalje:

$$\dot{m}_0 (70 - t_i) = \dot{m}_v (60 - 10) \quad (4)$$

$$t_i = 70 - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_0} (60 - 10) = 70 - \frac{6}{25} 50 = 58^{\circ}\text{C}$$

U svim razmatranim slučajevima čitava vodna masa primara za grejanje prolazi kroz primar

I stepena pripreme tople potrošne vode. U prvom slučaju vrši se dogrevanje tople potrošne vode, a u II stepenu nije potrebno vršiti dogrevanje. Znači $\dot{m}_d = 0$.

Drugi slučaj: $t_z = -13^\circ\text{C}$

Analogno prvom slučaju radi se temperaturni dijagram izmenjivača topline za toplu potrošnu vodu (si. 4). Kao što se vidi iz dijagrama na si. 2, temperatura primara je na ulazu u I stepen 65°C , što znači da postoje mogućnosti pripreme čitave količine tople potrošne vode iz povratka grejanja. Temperatura primara na izlazu biće analogna jednačini (4):

$$\dot{m}_o (65 - t_i) = \dot{m}_v (60 - 10) \quad (5)$$

Iz te jednačine se određuje temperatura na izlazu primara t_i :

$$t_i = 65 - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_o} (60 - 10) = 65 - \frac{6}{25} 50 = 53^\circ\text{C}$$

Kako u prvom slučaju dogrevanje tople potrošne vode nije potrebno, znači i kroz primar II stepena nema protoka: $\dot{m}_d = 0$.

Treći slučaj: $t_z = +7^\circ\text{C}$

Pri spoljnim temperaturama višim od -13°C , temperatura povratne vode sistema grejanja će biti niža od 65° , što znači da se topla potrošna voda ne može zagrejati na temperaturi višoj od 60°C i da moramo vršiti dogrevanje u II stepenu. Pri spoljnoj temperaturi od $+7^\circ\text{C}$ temperatura povratka će biti 43°C (si. 2). Ako sada u temperaturnom dijagramu (si. 5) odredimo temperaturnu razliku od 5 K, dobićemo na izlazu sekundara I stepena temperaturu tople potrošne vode:

$$t_i = 43 - 5 = 38^\circ\text{C}$$

To znači da možemo koristeći povratnu to-plotu iz grejanja zagrejati toplu potrošnu vodu od 10°C do 38°C . Toplotna jednačina za I i II stepen sekundara uz pomoć temperaturnog dijagrama glasi (si. 5):

$$\dot{Q}_I + \dot{Q}_{II} = \dot{Q}_v$$

$$\dot{Q}_I = \dot{m}_v c (38 - 10) = 28 \dot{m}_v c$$

$$\dot{Q}_{II} = \dot{m}_v c (60 - 38) = 22 \dot{m}_v c \quad (6)$$

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v c (60 - 10) = 50 \dot{m}_v c$$

Odnos toplote u I i II stepenu je dakle:

$$\dot{Q}_I / \dot{Q}_v = 28/50 = 0,56$$

$$\dot{Q}_{II} / \dot{Q}_v = 22/50 = 0,44$$

Iz toga se vidi da se 56% toplote za pripremu tople potrošne vode može koristiti iz povratne toplote iz grejanja, a ostalih 44% osiguravamo dodatno, iz primara. Sada moramo još samo ustanoviti koju temperaturu dobijamo na izlazu primara u I stepenu. Kako je:

$$\dot{Q}_{II} = \dot{Q}_d$$

primenom jednačina (3) i (6) proizilazi:

$$2 \dot{m}_v = 22 \frac{6}{25} \dot{m}_o = \dot{m}_d (65 - 43)$$

Ako to sredimo, dobijamo:

$$\dot{m}_d = \dot{m}_v$$

$$\dot{m}_d = \frac{6}{25} \dot{m}_o \quad (7)$$

$$\dot{m}_d = 0,24 \dot{m}_o$$

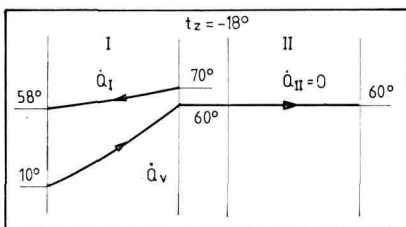
Kroz primar prvog stepena protok se dakle povećava na:

$$\dot{m}_o + \dot{m}_d$$

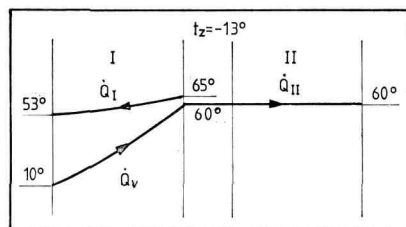
Sada možemo izračunati izlaznu temperaturu:

$$(\dot{m}_o + \dot{m}_d) (43 - t_i) = \dot{m}_v (38 - 10)$$

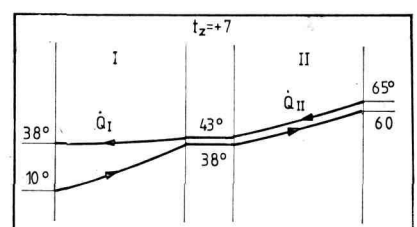
Sl. 3.



Sl. 4.



Sl. 5.



Protok kroz primar prvog stepena povećao se prema jednačini (7) za 24%.

Četvrti slučaj: $t_r = +12^\circ\text{C}$

Iz temperaturnog dijagrama (sl. 2) izmenjivača (sl. 6), proizilaze, analogno ranijem razlaganju, sledeće relacije:

$$\dot{Q}_I = \dot{m}_v c (48 - 10) = 38 \dot{m}_v c$$

$$\dot{Q}_{II} = \dot{m}_v c (60 - 48) = 12 \dot{m}_v c$$

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v c (60 - 10) = 50 \dot{m}_v c$$

$$\dot{Q}_I / \dot{Q}_v = 38/50 = 0,76$$

$$\dot{Q}_{II} / \dot{Q}_v = 12/50 = 0,24$$

Zbog veće temperature povratne vode sistema grejanja, povećava se i udeo I stepena u čitavoj pripremi tople potrošne vode na 76%, dok se u II stepenu dogrevanjem dodaje još 24% potrebne toplote. Izlazna temperatura primara I stepena biće:

$$(\dot{m}_o + \dot{m}_d) (53 - t_i) = \dot{m}_v (48 - 10)$$

$$t_i = 53 - \frac{38 \cdot 6}{25 + 6} = 46^\circ\text{C}$$

jer je $\dot{Q}_d = \dot{m}_d c (65 - 53) = \dot{m}_v c (60 - 48)$ pa proizilazi da je opet:

$$\dot{m}_d = \dot{m}_v \quad \text{i} \quad \dot{m}_d = 0,24 \dot{m}_o$$

To znači, da se ukupan protok vode u primaru mora povećati za 24% u odnosu na protok za grejanje, ako želimo zagrejati toplu potrošnu vodu na 60°C , kao u trećem slučaju.

Uporedimo sada razmotrene situacije i to u slučaju kada ne koristimo povratnu toplotu sistema, i kada se topla potrošna voda priprema direktno iz mreže. Uzećemo prvi i četvrti slučaj.

Za $t_z = -18^\circ\text{C}$ je:

$$\dot{m}_d (130 - 35) = \dot{m}_v (60 - 10)$$

$$\dot{m}_d = \frac{50}{95} \dot{m}_v = \frac{50}{95} \frac{6}{25} \dot{m}_o$$

$$\dot{m}_d = 0,126 \dot{m}_o$$

a za $t_z = +12^\circ\text{C}$:

$$\dot{m}_d (65 - 35) = \dot{m}_v (60 - 10)$$

$$\dot{m}_d = \frac{50}{30} \dot{m}_v = \frac{50}{30} \frac{6}{25} \dot{m}_o$$

$$\dot{m}_d = 0,4 \dot{m}_o$$

Uzeli smo da se voda u primaru za toplu potrošnu vodu hladi do temperature od 35°C , u oba slučaja. Dobijeni protok unet je u dijagram (sl. 8). Iz zakona proporcionalnosti izlazi za četvrti slučaj da se pri povećanju protoka od 40% povećavaju hidraulički otpori mreže na:

$$\frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_o + \dot{m}_d} \sqrt{\frac{H_o}{H_{o+d}}} = \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_o + 0,4 \dot{m}_o} \sqrt{\frac{H_o}{H_{o+d}}}$$

$$H_{o+d} = 1,4^2 H_o = 1,96 H_o$$

gde je H_o hidraulički otpor mreže pri protoku potrebnom samo za grejanje, a H_{o+d} otpor mreže pri protoku potrebnom za grejanje i za centralnu pripremu tople potrošne vode. Potrebna snaga za savlađivanje tih otpora bila bi po istom zakonu:

$$N_{o+d} = 1,4^3 N_o = 2,74 N_o$$

To su neprihvatljivi uslovi za pogon jedne mreže daljinskog grejanja. Pogrešno je, dakle, shvatanje da centralna priprema tople potrošne vode, bez korišćenja povratne toplote iz sistema grejanja, ne iziskuje dodatno opterećenje mreže, ako radi sa kliznom temperaturom.

Peti slučaj: $t_r > 12^\circ\text{C}$

Takva situacija je u periodu van grejne se-zone, dakle kada je

$$\dot{Q}_o = \dot{Q} \quad \text{i} \quad \dot{Q}_d = \dot{Q}_v \quad \gg$$

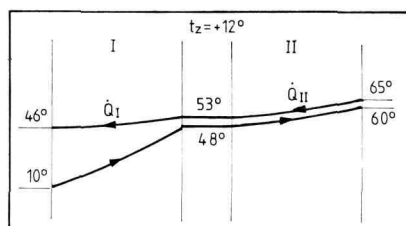
Kako smo već ranije odredili temperaturu primara na $+65^\circ\text{C}$, moramo sada odrediti temperaturu u povratnom vodu. U nekim gradovima se ide na temperaturu od $+30^\circ\text{C}$, a mi ćemo uzeti $+35^\circ\text{C}$. Poznate jednačine izgledaju sada ovako:

$$\dot{m}_d (65 - 35) = \dot{m}_v (60 - 10)$$

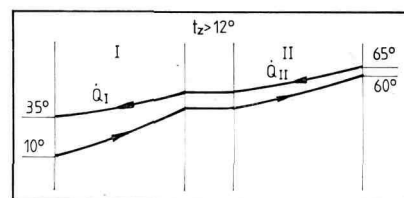
$$30 \dot{m}_d = 50 \dot{m}_v$$

$$\dot{m}_d = \frac{50}{30} \dot{m}_v = \frac{50}{30} \frac{6}{25} \dot{m}_o$$

Sl. 6.



Sl. 7.



$$m_d = 0,4 m_0$$

Znači da se hidraulički otpori smanjuju na 16%, a potrebna pogonska snaga na 6,5%, ako smo bili u mogućnosti adekvatno promeniti i broj obrtaja pumpe.

Temperaturni dijagram za ovaj slučaj prikazan je na slici 7.

Temperature između I i II stepena teško je odrediti ako ne znamo karakteristike toplotnih izmenjivača. Kada saberemo sve dobijene rezultate iz svih razmotrenih slučajeva, dobijamo tabelu 2.

Sl. 8.

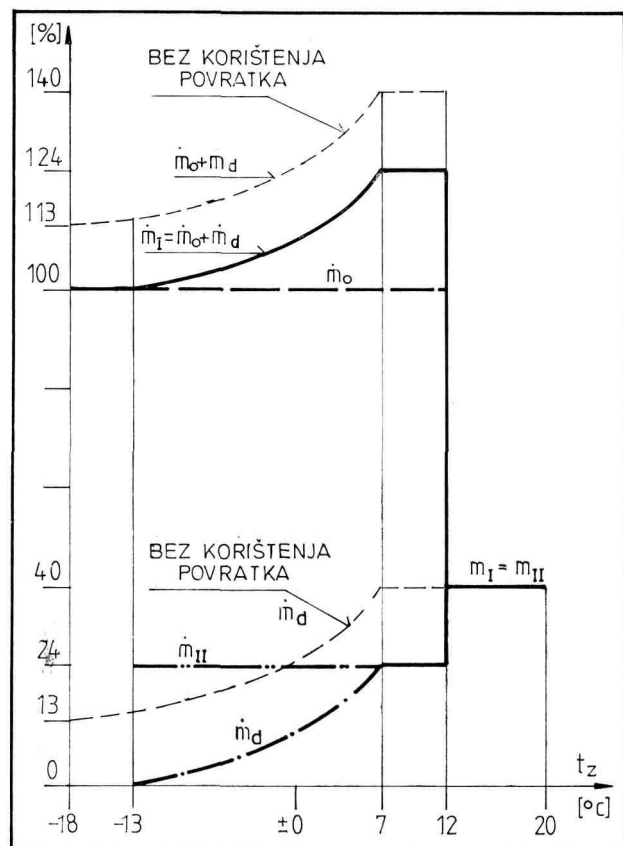


Tabela 2.

	t_z	-18°C	-13°C	+7°C	+12°C	12°C
1.	t_d	130	117	65	65	
2.	t_p	70	65	43	53	
3.	t_u	—	—	65	65	65
4.	t_i	—	—	43	53	
5.	t_u	70	65	43	53	
6.	t_i	58	44	38	46	35
7.	$\dot{m}_d/\dot{m}_o$	0	0	0,24	0,24	0,4
8.	$\dot{m}_{II}/\dot{m}_o$	0	0	0,24	0,24	0,4
9.	$\dot{m}_I/\dot{m}_o$	1,0	1,0	1,24	1,24	0,4
10.	Q_T/Q_v	1,0	1,0	0,56	0,74	
11.	Q_{II}/Q_v	0,0	0,0	0,44	0,26	

Protoke fluida i njihove odnose iz sedmog, osmog i devetog reda tabele 2. možemo plastičnije prikazati dijagramom (slika 8), dok su toplotne snage I i II stepena iz desetog i jedanaestog reda tabele prikazane u dijagramu na slici 9, koji je još dopunjen i snagom za grejanje.

Za smanjenje toplotnih gubitaka mreže primenjuje se temperaturna regulacija sistema, pa se sve više razmišlja da se temperatura tople potrošne vode snizi od 60° na 45°C, što zadovoljava sanitarne potrebe. Kod već postojećih kućnih toplotnih stanica to bi značilo pomanjkanje tople potrošne vode, ukoliko se ne bi povećali akumulatori, odnosno bojleri. Takve pogonske parametre trebalo bi uvoditi na početku izgradnje novih sistema daljinskog grejanja. Naročito se po-stiže veći efekat štednje uvođenjem merača potrošnje tople potrošne vode u svakom stanu. Primenom vodomera za toplu vodu smanjuje se potrošnja za 50%. To pokazuju iskustva širom sveta.

Za smanjenje protoka, a time i pogonske snage, moguć je još jedan zahvat, koji je prikazan na slici 10. Analogno ranijem razlaganju odredi se najniža temperatura sistema u grejnom periodu na +78°C. Ta temperatura nastupa pri spoljnoj temperaturi $t_z = +2^\circ$ i više. Van grejnog perioda ostaje temperatura sistema u dovodu, kao ranije, 65°C. Ako izradimo temperaturne dijagrame izmenjivača za $t_z = +2^\circ\text{C}$, dobijamo iz već poznatih jednačina:

$$m_d = 0,13 m_0$$

Povišenjem temperature u razvodu sistema unekoliko porastu toplotni gubici, ali se zato smanjuje protočna količina sa 24% na 13%, iz-nad količine potrebne za grejanje. Prema zakonu proporcije, to znači smanjenje hidrauličkog otpora od 1,53 H_0 na 1,21 H_0 , a snage od 1,9 N_0 na 1,33 N_0 . Ali moramo imati u vidu da je trošak za pogonsku energiju u sistemima daljinskog grejanja vrlo veliki.

Na slici 10. je prikazana temperatura razvoda mreže daljinskog grejanja; krivom (2) je prikazana temperatura povratne vode, a krivom (3) temperatura mreže daljinskog grejanja u povratku.

Mogućan je još jedan specifičan slučaj. U indirektnim sistemima grejanja možemo odrediti takvu temperaturu u razvodu, da je povratak konstantne temperature 65°C. Taj slučaj prikazan je na slici 11, sa istom oznakom krivih kao na slici 10. Iz toga se vidi, da II stepen pripreme tople potrošne vode više nije potreban, što znači, da svu toplotu potrebnu za pripremu tople potrošne vode koristimo u svako doba iz povratka grejanja. U tom slučaju smanjuje se investicija toplotne stanice za izmenjivač toplote II. Zato imamo mnogo veće temperature u mreži daljinskog grejanja, ali i veće toplotne gubitke, što znači i veća ulaganja u izolaciju mreže. Hidraulički je ovaj sistem najstabilniji, što, ipak, nije beznačajno.

Ovim izlaganjem je objašnjeno zašto kod sistema daljinskog grejanja sa centralnom pripre-

mom tople potrošne vode koristeći povratnu vodu sistema grejanja, nastaju veliki problemi baš u prelaznom periodu, ali je sa sniženjem spoljnih temperatura tih problema manje.

U razmotrenim slučajevima nije jednostavno odrediti veličine toplotnih izmenjivača. Dakle, mora se izvršiti kontrolno izračunavanje za sve karakteristične tačke, i tako doći do najnepovoljnijeg slučaja. Videli smo da se protočne količine kroz I i II stepen veoma menjaju, što znači da se menjaju i koeficijenti prolaza toplote, koji zavise od brzine strujanja, dok geometrija izmenjivača ostaje nepromenjena. U tabeli 2. možemo uočiti da u grejnom periodu najnepovoljniji slučaj je u I stepenu, pri spoljnoj temperaturi od -13°C , a u drugom slučaju je u I stepenu, pri temperaturi od $+7^{\circ}\text{C}$. Grejne površine izmenjivača potrebno je odrediti za odgovarajući protok i srednju logaritmičku temperaturu. Ako bismo odredili za oba izmenjivača jednake koeficijente prolaza toplote, dakle $k_1 = k_2$, dobili bismo pomoću jednačine:

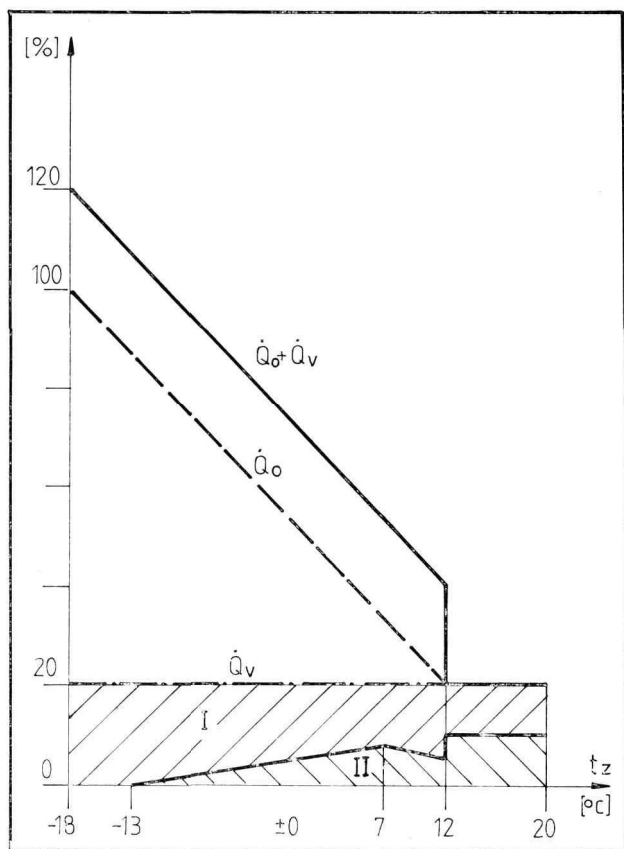
$$Q = F \Delta t_m k$$

za spoljnu temperaturu $+7^{\circ}\text{C}$ odnos grejnih površina izmenjivača I i II stepena:

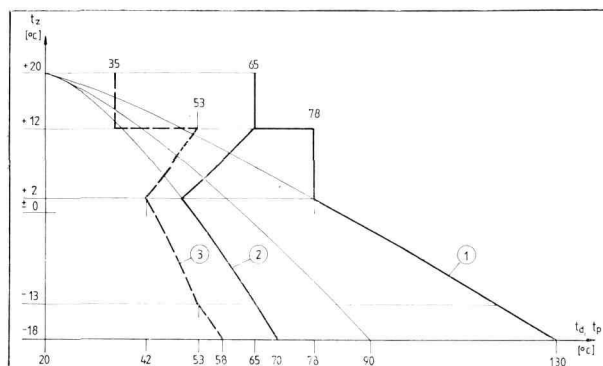
$$F_{II}/F_I = 2,1.$$

Zbog nepromenjene geometrije izmenjivača, koeficijenti nisu konstantni, pa je zato stvarni odnos još veći. Van grejnog perioda parametri

Sl. 9.

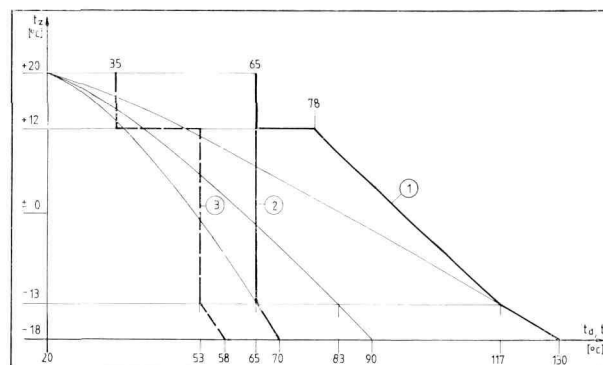


Sl. 10.



se menjaju najviše, pa je teško odrediti snage izmenjivača ako nisu poznate njihove garancijske krive. Pisu ovog članka nije poznat nijedan domaći proizvođač izmenjivača toplote, koji bi uz svoj proizvod dao i garancijske krive, pomoću kojih bi se mogla odrediti snaga izmenjivača

Sl. 11.



u promenjenim pogonskim uslovima, znači pri promenjenom protoku ili temperaturi bilo na primarnoj ili na sekundarnoj strani. To je pri puštanju izmenjivača u pogon vrlo važno za određivanje njegovih garancijskih veličina, jer obično nikad nisu ostvareni pogonski uslovi određeni izračunavanjem.

Izmenjivači se danas izračunavaju elektronskim računarima, pa je zato nerazumljivo zašto se uz tehničku dokumentaciju ne daju proračuni garancijskih krivih, kao što ih propisuju npr. u SR Nemačkoj (VDI, Richtlinie 2076).

ZAKLJUČAK

U dvocevnim sistemima daljinskog grejanja i centralnoj pripremi tople potrošne vode i temperaturnoj regulaciji sistema, neophodno je koristiti za pripremu tople potrošne vode povratnu toplotu iz grejanja, jer bismo inače imali u razvodnom sistemu povećan protok. To znači da su pri temperaturnoj regulaciji i centralnoj pripremi tople potrošne vode bez korišćenja toplote iz povratnog voda grejanja, dvocevni sistemi najnepovoljniji. Ako se ne koristi toplota iz povratne mreže grejanja, onda je bolje rešenje treća cev sa višom konstantnom temperaturom za pripremu tople potrošne vode.

Optimiziranje sistema daljinskog grejanja je vrlo složen zadatak. Ukoliko je sistem veći, utoliko su veća investiciona sredstva, a veća pogonska energija za cirkulaciju povećava toplotne gubitke. Pored pomenutih, prisutni su i drugi faktori, koji utiču na optimalni izbor sistema. Među njima su naročito cena goriva i trend rasta cene. Optimiziranje jednog sistema moguće je danas najefikasnije obaviti elektronskim računarima.

Kako su kod nas najrašireniji dvocevni sistemi daljinskog grejanja, ovaj članak je samo mali doprinos razmišljanju o problemu daljinskog grejanja i prilog da se lakše razume problematika i shvati zašto je pri centralnoj pripremi tople potrošne vode neophodno koristiti to-plotu iz povratnog cevovoda grejanja.

LITERATURA

- [1] PETROVIĆ, M.: Primeri proračuna optimalnog kapaciteta pumpe za mešanje sa posebnim osvrtom na promenu temperature fluida kod različitih grejnih tela, u zavisnosti od spoljnih uslova, KGH 1/79, str. 59.
- [2] BOŠNJAKOVIĆ, F.: Nauka o toploti, Tehnička knjiga, Zagreb, 1950.
- [3] GLAESER, G.: Zur Auslegung zweistufiger Warmwasserbereitungsanlagen, Stadt- und Gebaude-technik 2/82 str 49
- [4] CISTJAKOVI G.: Povysenie effektivnosti raboty sistem gorjačego vodosnabženija, Strojizdat, Moskva, 1980.
- [5] *** Heizungstechnik, Band II, Arbeitskreis der Dozenten für Heizungstechnik: R. Oldenbourg, Munchen, 1980.
- [6] HAKANSSON, K.: Handbuch der Fernwdrme-praxis, Vulkan-Verlag, Essen, 1973.