

# Analiza kvalitativne regulacije zagrejača vazduha sa primerom na dva nezavisna klima-sistema

M. Rikalović\*

## 1. UVOD

Grejači vazduha u klima-sistemima mogu se regulisati kvalitativno i kvantitativno. Pri kvalitativnoj regulaciji protok grejnog medija kroz grejač je konstantan a promena toplotnog kapaciteta vrši se promenom razlike temperature grejnog fluida na ulazu i izlazu iz grejača vazduha. Pri kvalitativnoj regulaciji grejača, postavlja se pitanje može li konvencionalni dijagram promene temperature radijatorske razvodne vode, u zavisnosti od temperature spoljašnjeg vazduha [1, 2], zadovoljiti kapacitativne potrebe grejača vazduha. Takođe se postavlja pitanje, da li je moguća centralna priprema tople vode za više grejača vazduha sa različitim toplotnim kapacitetima i za prostorije s različitim specifičnim toplotnim konzumom.

U vezi sa ovim pitanjima značajno je, naročito s ekonomskog stanovišta koliko će nezavisnih elemenata opreme biti ugrađeno u razne sisteme, zavisno od strogosti ostvarivanja potrebnih klimatsko-higijenskih uslova u prostorijama. Razmatranje ove problematike izvršiće se na dva nezavisna klima-sistema sa raspoloživim grejnim fluidom: topla voda 90/70 °C.

## 2. KARAKTERISTIKA GREJAČA

Temperatura razvodne i povratne vode, u funkciji od koeficijenta opterećenja  $\Psi$ , data je jednačinom za sistem 90/70 °C [1]:

$$t_r = 60 \sqrt{x\Psi} + 10\Psi + 20 \quad (1)$$

\* Milan Rikalović, dipl. ing., »Viskoza«, OOUR »Lozofan«, 15300 Loznica.

$$t_p = 60 \sqrt{x\Psi} - 10\Psi + 20 \quad (2)$$

gde je  $\Psi$  koeficijent opterećenja:

$$\Psi = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\theta_p - \theta_s}{\theta_p - \theta_{sp}} \quad (3)$$

- $\theta_s$ , °C, temperatura spoljašnjeg vazduha,  
 $\theta_p$ , °C, temperatura vazduha u prostoriji, koja treba da se održava,  
 $\theta_{sp}$ , °C, projektna temperatura spoljašnjeg vazduha,  
 $x$  — karakteristika odavanja toplote grejnih tela; za radijatore je  $x = 1,33$ .

Srednja temperatura grejne površine iznosi:

$$t_m = \frac{1}{2} (t_r + t_p) = 60 \sqrt{x\Psi} + 20 \quad (4)$$

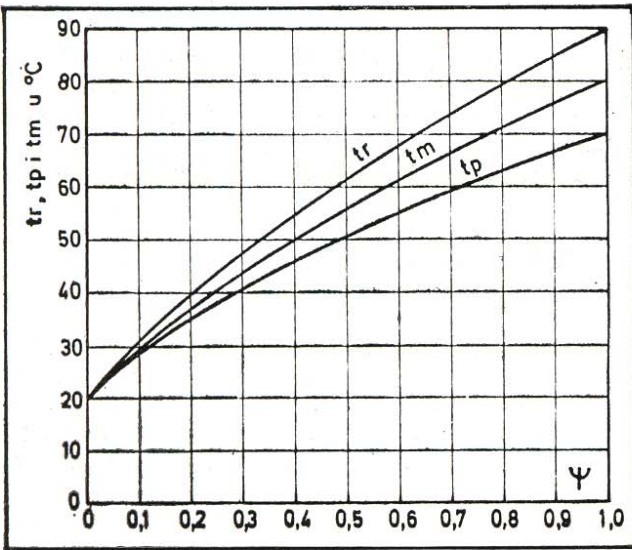
Dijagramski prikaz jednačina (1), (2) i (4) dat je na sl. 1. za radijatore.

Grejači vazduha u klima-sistemima koji imaju fiksirane protoke vazduha kao grejanog fluida i razvodne vode kao grejnog fluida ponašaju se po drugom mehanizmu razmene toplote u odnosu na radijatorski sistem grejanja. Za protivstrujni tok, prema sl. 2, razmenjena je količina toplote i srednja logaritamska razlika temperature:

$$Q = W_1 \Delta \theta = W_2 \Delta t = kF \Delta t_{ln} \quad (5)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_u - \Delta t_i}{\ln \Delta t_u / \Delta t_i} \quad (6)$$

Sl. 1. Temperatura tople vode, sistem 90/70°C za  $x = 4/3$  (člankasti radiator)



$W_1 = L\rho c_L$ , kW/°C, vodeni ekvivalent vazduha, pri čemu je  $L \text{ m}^3/\text{s}$  — protok vazduha,  $\rho$ ,  $\text{kg}/\text{m}^3$  — gustina vazduha na temperaturi početka zagrevanja vazduha, a  $c_L = 1 + 1,97x$ , kJ/kg°C, specifična toplota vazduha apsolutne vlažnosti  $x$ , kg/kg;

$W_2 = G_w c_w$ , kW/°C, vodeni ekvivalent vode, pri čemu je  $G_w$  kg/s protok vode, a  $c_w = 4,186$  kJ/kg°C specifična toplota vode;

$\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1$ , °C, razlika temperatura vazduha na izlazu i ulazu u grejač vazduha;

$\Delta t = t_r - t_p$ , °C, razlika temperatura razvodne i povratne vode;

$k$ , kW/m<sup>2</sup>°C — koeficijent prolaza toplote;

$F$ , m<sup>2</sup>, površina razmene toplote;

$\Delta t_u$ , °C, temperaturna razlika grejnog i grejanog fluida na ulazu u grejač vazduha;

$\Delta t_i$ , °C, temperaturna razlika na izlazu fluida iz grejača.

Ulazna strana grejača je ona na koju ulazi fluid koji ima veću temperaturnu razliku. Za slučaj da je  $W_1 < W_2$  iz jednačine (5) je  $\Delta\theta > \Delta t$ , pa mora biti:

$$\Delta t_u = t_p - \theta_1, \quad \Delta t_i = t_r - \theta_2$$

Za slučaj da je  $W_1 > W_2$  je  $\Delta\theta < \Delta t$ , tj.:

$$\Delta t_u = t_r - \theta_2, \quad \Delta t_i = t_p - \theta_1$$

Dalja razmatranja će se vršiti uz uslov da je  $W_1 < W_2$ .

Jednačina (6) sada postaje:

$$\Delta t \ln = \frac{(t_p - \theta_1) - (t_r - \theta_2)}{\ln \frac{t_p - \theta_1}{t_r - \theta_2}} = \frac{(\theta_2 - \theta_1) - (t_r - t_p)}{\ln \frac{(t_r - \theta_1) - (t_r - t_p)}{(t_r - \theta_1) - (\theta_2 - \theta_1)}}$$

Uvođenjem u poslednji izraz vrednosti iz (2):

$$\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1 = Q/W_1, \quad \Delta t = t_r - t_p = Q/W_2,$$

$$\Delta t_{in} = Q/kF, \quad \Delta\theta = \frac{W_2}{W_1} \Delta t$$

biće:

$$\frac{Q}{kF} = \frac{Q/W_1 - Q/W_2}{\ln \frac{t_r - \theta_1 - \Delta t}{t_r - \theta_1 - \Delta t \frac{W_1}{W_2}}}$$

odavde je:

$$\frac{t_r - \theta_1 - \Delta\theta \frac{W_1}{W_2}}{t_r - \theta_1 - \Delta\theta} = e \frac{kF}{W_1} \left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)$$

odnosno:

$$\varphi = \frac{\Delta\theta}{t_r - \theta_1} = \frac{1 - e \frac{kF}{W_1} \left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)}{\frac{W_1}{W_2} - e \frac{kF}{W_1} \left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)} \quad (7)$$

Iz odnosa  $\Delta\theta = \frac{W_1}{W_2} \Delta t$  dobija se još i:

$$\frac{W_1}{W_2} \varphi = \frac{\Delta t}{t_r - \theta_1} \quad (8)$$

Za slučaj  $W_1 > W_2$  dobija se:

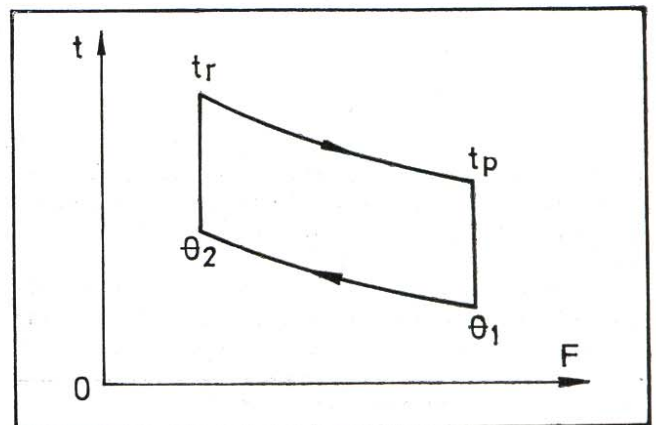
$$\varphi = \frac{\Delta t}{t_r - \theta_1}, \quad \varphi \frac{W_2}{W_1} = \frac{\Delta\theta}{t_r - \theta_1} \quad (9)$$

Jednačine (7) i (8) odnosno (9) predstavljaju karakteristike grejača.

Za inženjerska razmatranja, jednačina (7) je konstanta za određeni razmenjivač i konstantne protoke fluida, tj. ne zavisi od promene temperature jednog od fluida. Ovo znači da jednom izračunati odnos promene temperature jednog fluida i maksimalne razlike temperatura u razmenjivaču ostaje konstantan za sve režime rada. Istovremeno jednačina (7) može poslužiti i za određivanje koeficijenta prolaza toplote »k« za poznati režim strujanja i površinu razmene toplote.

Međutim, za druge uslove strujanja, jednačina (7) ne važi. Za uobičajeno unakrsno strujanje za grejače vazduha u klima-komorama srednja logaritamska razlika temperatura ne može se računati po jednačini (6). Ona se određuje po jednačini:

Sl. 2. Protivstrujni tok razmene toplote



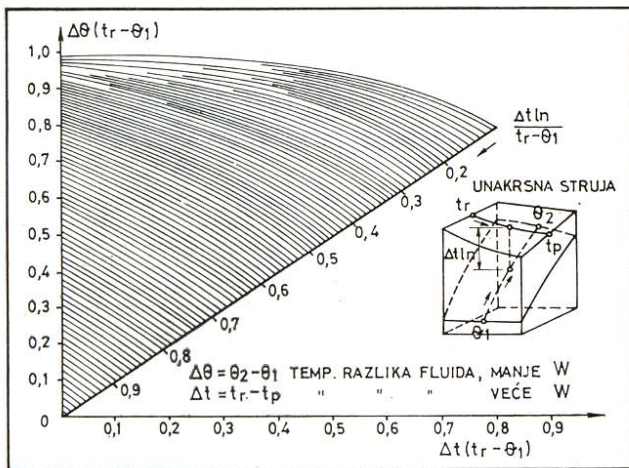
$$\Delta t_{ln} = f \Delta t \frac{P}{1n} \quad (10)$$

gde je »f« korekturni faktor, a  $\Delta t_{ln}^P$  srednja logaritamska razlika temperatura pri protivstrujnom toku razmene toplote. Ista zavisnost se može prikazati dijagramski [3] u zavisnosti od:

$$\frac{\Delta \theta}{t_r - \theta_1}, \text{ odnosno } \frac{\Delta t}{t_r - \theta_1}$$

Ova zavisnost prikazana je na sl. 3.

Sl. 3. Srednja log temperaturska razlika za unakrsno strujanje fluida



Desna strana jednačine (7) za slučaj unakrsnog strujanja postaje znatno komplikovanija i glasi:

$$\varphi = \frac{1 - e^{-\frac{W_1}{W_2}} \left( 1 - e^{-\frac{kF}{W_1}} \right)}{\frac{W_1}{W_2}} \quad (11)$$

Jednačina (11) prikazana je na sl. 4.

### 3. DIJAGRAM KVALITATIVNE REGULACIJE TEMPERATURE VODE ZA GREJAČE VAZDUHA

Za našu dalju analizu, značajno je što se iz jednačina (7) i (11) može izračunati karakteristika grejača  $\varphi$  nezavisno od tipa grejača i uslova razmene toplote, poznajući samo granične temperature na osnovu kojih je grejač odabran.

Za predgrejač je, u slučaju  $W_1 < W_2$ :

$$\varphi = \frac{\theta_2^{PG} - \theta_1^{PG}}{t_r - \theta_1^{PG}}, \quad \frac{W_1}{W_2} \varphi = \frac{t_r - t_p}{t_r - \theta_1^{PG}} \quad (12)$$

gde je  $\theta_2^{PG}$ , °C, izlazna temperatura vazduha iz predgrejača, a  $\theta_1^{PG}$ , °C ulazna temperatura vazduha u predgrejač i ona može biti jednaka spoljašnjoj temperaturi vazduha  $\theta_s$  ili temperaturi mešavine ako ima recirkulacije vazduha.

Izlazna temperatura vazduha za predgrejače klima-sistema kod kojih se vlaženje vrši metodom tačke rose zavisi od entalpije adijabatskog vlaženja i stanja ulaznog vazduha u predgrejač (temperatura  $\theta_1^{PG}$  i vlažnosti  $x_1^{PG}$ ).

Entalpija vlažnog vazduha može se odrediti prema izrazu:

$$i = \theta + x(2493 + 1,97\theta) \text{ kJ/kg} \quad (13)$$

gde je  $x$ , kg/kg, apsolutna vlažnost vazduha, a  $\theta$ , °C, temperatura vazduha. Kako se u predgrejaču vazduha, ulazi vazduh zagreva do entalpije adijabatnog vlaženja to je iz izraza (13) može izračunati izlazna temperatura vazduha iz predgrejača.

$$\theta_1^{PG} = \frac{i_{VL} - 2493x}{1 + 1,97x} \quad (14)$$

gde je  $i_{VL}$ , kJ/kg, entalpija adijabatnog vlaženja vazduha u komori za vlaženje, a  $x$ , kg/kg, apsolutna vlažnost ulaznog vazduha. Ukoliko nema recirkulacije vazduha, onda je ulazni vazduh isto što i spoljašnji vazduh. Za klima-sisteme koji rade sa recirkulacijom povratnog vazduha, temperatura i vlažnost mešavine se mogu izračunati prema izrazu:

$$\theta_M = \frac{n\theta_p + \theta_s}{1 + n}$$

$$x_M = \frac{nx_p + x_s}{1 + n}$$

gde je  $\theta_p$ , °C,  $x_p$ , kg/kg, održavana temperatura odnosno vlažnost u kimatizovanoj prostoriji, a  $n$  stepen recirkulacije (odnos recirkulisanog i svežeg vazduha).

Iz jednačina (12) potrebno je naći zavisnost temperature razvodne vode od spoljašnje temperature vazduha. To treba uvek činiti iz jednačine koja ne sadrži  $t_p$ , jer temperatura povratne vode zavisi od realizovane toplote u predgrejaču. Za predgrevanje vazduha bez recirkulacije je iz prve jednačine (12):

$$t_r = \frac{i_{VL} - 2493x_s}{(1 + 1,97x_s)} - \frac{1 - \varphi}{\varphi} \theta_s \quad (15)$$

a iz druge jednačine je:

$$t_p = \left( 1 - \frac{W_1}{W_2} \varphi \right) t_r + \frac{W_1}{W_2} \varphi \theta_s \quad (16)$$

Za slučaj da je ulazni vazduh mešavina, biće:

$$t_r = \frac{(1 + n) i_{VL} - 2493(nx_p + x_s)}{\varphi [1 + n + 1,97(nx_p + x_s)]} - \frac{(1 - \varphi)n\theta_p}{\varphi(1 + n)} - \frac{1 - \varphi}{\varphi(1 + n)} \theta_s \quad (17)$$

$$t_p = \left( 1 - \frac{W_1}{W_2} \varphi \right) t_r + \frac{W_1}{W_2} \varphi \frac{n\theta_p + \theta_s}{1 + n} \quad (18)$$

Očigledno je da se jednačine (15) i (17) odnosno (16) i (18) poklapaju za  $n = 0$ .

Rad dogrejača je jednostavniji u tom smislu što se u sistemu vlaženja po sistemu tačke rose, vazduh uvek zagreva sa konstantnom vlažnošću. Ovakav sistem vlaženja vazduha je primenljiv za sisteme sa malom promenom dobitaka latentne toplote i ne suviše uskom granicom održavanja vlažnosti u klimatizovanim prostorijama.

Za dogrejač vazduha je za slučaj  $W_1 < W_2$  karakteristična jednačina:

$$\varphi = \frac{\theta_2^{DG} - \theta_1^{DG}}{t_r - \theta_1^{DG}}, \quad \frac{W_1}{W_2} \varphi = \frac{t_r - t_p}{t_r - \theta_1^{DG}} \quad (19)$$

$\theta_2^{DG}$ , °C, je izlazna temperatura iz dogrejača. Ona je jednaka  $\theta_U$ , ulaznoj temperaturi u prostoriju;  $\theta_1^{DG}$ , °C, ulazna temperatura u dogrejač. Ova temperatura je za razmatranu analizu jednaka temperaturi na kraju adijabatnog vlaženja  $\theta_{VL}$ .

$$\theta_1^{DG} = \theta_{VL} = \frac{i_{VL} - 2493 x_P}{1 + 1,97 x_P} = \text{const.}$$

Temperatura vazduha na ulazu u prostoriju računana se po izrazu:

$$\theta_U = \frac{Q_o}{W_1} + \theta_P \quad (20)$$

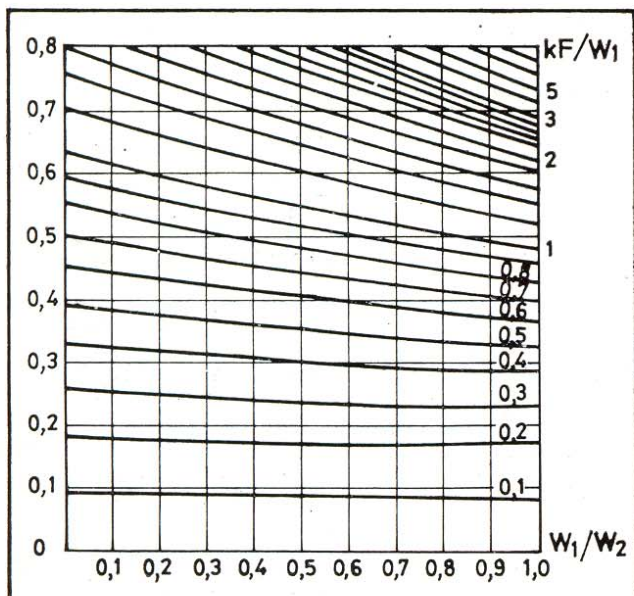
gde su  $Q_o$ , kW, osetljivi gubici toplote na nekoj spoljašnjoj temperaturi  $\theta_s$ .

$$Q_o = Q_h - Q_D \quad (21)$$

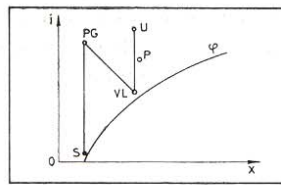
$$Q_h = Q_h^P \frac{\theta_P - \theta_s}{\theta_P - \theta_s^P} \quad (22)$$

$Q_h$ , kW, su transmisioni gubici toplote na  $\theta_s$ , a  $Q_h^P$  a projektnoj temperaturi  $\theta_s^P$ , a  $Q_D$ , kW su unutrašnji dobitci toplote u klimatizovanoj prostoriji.

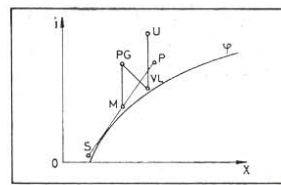
**Sl. 4. Karakteristika grejača za unakrsni tok razmene toplote**



**Sl. 5. Zimski režim obrade vazduha bez recirkulacije**



**Sl. 6. Zimski režim obrade vazduha sa recirkulacijom**



Iz prve jednačine (19) dobija se zamenom vrednosti iz jednačina (20), (21) i (22):

$$t_r = \frac{1}{\varphi \cdot W_1} \left( Q_h^P \frac{\theta_P}{\theta_P - \theta_s^P} - Q_D \right) + \frac{(\varphi - 1) \theta_{VL} + Q_P}{\varphi} - \frac{Q_h^P}{\varphi \cdot W_1 (\theta_P - \theta_s^P)} \theta_s \quad (23)$$

a iz druge jednačine:

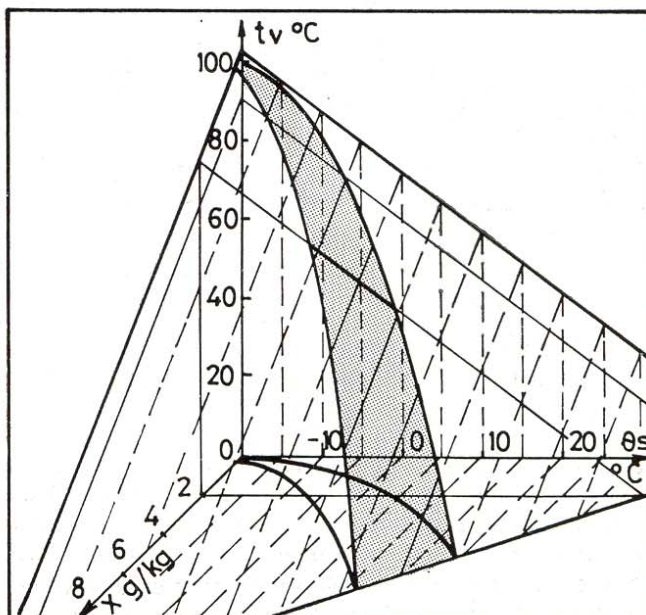
$$t_p = \varphi \frac{W_1}{W_2} \theta_{VL} + \left( 1 - \varphi \frac{W_1}{W_2} \right) t_r \quad (24)$$

I ovde kao i ranije treba imati u vidu da za slučaj  $W_1 > W_2$  treba primeniti jednačinu (9) odnosno umesto  $\varphi$  pisati:

$$\frac{W_2}{W_1} \varphi$$

Temperature razvodne vode, kao što se vidi iz jednačina (15), (17) i (23), zavise su od mnogo faktora, pre svega od projektovanog režima obrade vazduha a zatim i od toplotnih opterećenja. Stoga skoro svaki grejač vazduha u klima-sistemu ima svoju specifičnu jednačinu odnosno dijagram za promenu temperature razvodne vode. No, to

**Sl. 7. Dijagram funkcije  $t_r = 2,2 \frac{32,1 - 24,93 x_s}{1 + 1,97 x_s} - 1,20_s$**



još ne znači da svaki grejač mora da se nezavisno reguliše po svom dijagramu kvalitativne regulacije temperature razvodne vode. Značajan udeo u opredeljenju za sistem regulacije imaju tolerancije održavanja projektnih uslova u klimatizovanoj prostoriji a naravno i ekonomski pokazatelji.

#### 4. KONSTRUKCIJA DIJAGRAMA KVALITATIVNE REGULACIJE TEMPERATURE RAZVODNE VODE ZA GREJAČE VAZDUHA U KLIMA-SISTEMIMA

Primenu ove analize za konstrukciju dijagrama kvalitativne regulacije temperature razvodne vode posmatraćemo za dva nezavisna centralna klima-sistema.

Osovni podaci za navedene sisteme datj su u tabeli 1. za prvi sistem, a u tabeli 2. za drugi sistem.

**Tabela 1. Režim obrade vazduha u klima-sistemu u zimskom projektnom režimu, bez recirkulacije vazduha**

Stanje vazduha	Oznaka u i-x dijagramu	Temperat. °C	Vlažnost g/kg, %	Entalpija kJ/kg
Spoljašnji vazduh	S	-18	0,6 (90)	-16,5
Iza predgrejača	PG	31	0,6 (6)	32,1
Posle vlaženja	VL	12,3	8 (90)	32,1
Na ulazu u prostoriju	U	26	8 (38)	47
U prostoriji (projektno)	P	22	8,2 (50)	43

Protok vazduha u klima komori  $L = 8,22 \text{ m}^3/\text{s}$ , ukupni projektni transmisioni gubici  $Q_{hP} = 97,678 \text{ kW}$ , unutrašnji dobici toplote  $Q_o = 64,534 \text{ kW}$ .

**Tabela 2. Režim obrade vazduha u klima-sistemu u zimskom projektnom režimu, sa recirkulacijom vazduha**

Stanje vazduha	Oznaka u i-x dijagramu	Temperat. °C	Vlažnost g/kg, %	Entalpija kJ/kg
Spoljašnji vazduh	S	-18	0,6 (90)	-16,5
Ventilacioni vazduh	V	-5	1,5 (60)	-1,26
Mešavina vazduha pri $\theta^v$ i $n = 0,3$	$M^s$	6,6	5,3 (90)	19,2
Mešavina vazduha pri $\theta^s$ i $n = 1,6$	$M^s$	6,6	5,3 (90)	19,2
Iza predgrejača, $n = 0,3$	$PG^v$	25,4	3 (15)	33,2
Iza predgrejača, $n = 1,6$	$PG^s$	19,7	5,3 (38)	33,2
Posle vlaženja	VL	12,5	8,18 (90)	33,2
Na ulazu u prostoriju	$U^s$	33,2	8,18 (27)	54,3
U prostoriji (projektno)	P	22	8,22 (50)	43

Protok vazduha  $L = 4,58 \text{ m}^3/\text{s}$ , ukupni projektni transmisioni gubici toplote  $Q_{hP} = 73,26 \text{ kW}$ , unutrašnji dobici toplote  $Q^D = 11,63 \text{ kW}$ . Sistem radi sa izabranim predgrejačem na  $\theta^v$ , a pri padu spoljašnje temperature  $\theta^s$  ispod  $\theta^v$  sistem radi sa povećanom recirkulacijom vazduha  $n = 1,6$ , pri če-

mu broj izmena svežeg vazduha pada ispod higijenskog minimuma.

Prikaz obrade vazduha za navedene režime rada klima-sistema prikazan je na slikama 5. i 6.

Karakteristika grejača računa se za projektne uslove preko odnosa temperatura za usvojeni grejač i ona je konstanta u svim režimima rada ako su ispunjeni uslovi iz jednačine (11).

#### Predgrejač prvog klima-sistema

$$W_1 = L \varphi c_L = 8,22 \cdot 1,383 \cdot 1,0012 = 11,38 \text{ kW}/^\circ\text{C}$$

$$W_2 = W_1 \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = 11,38 \frac{49}{20} = 27,88 \text{ kW}/^\circ\text{C}$$

$W_1 < W_2$ , pa je:

$$\varphi = \frac{\theta_{PG} - \theta^P_s}{t_r - \theta^P_s} = \frac{31 + 18}{90 + 18} = 0,4537$$

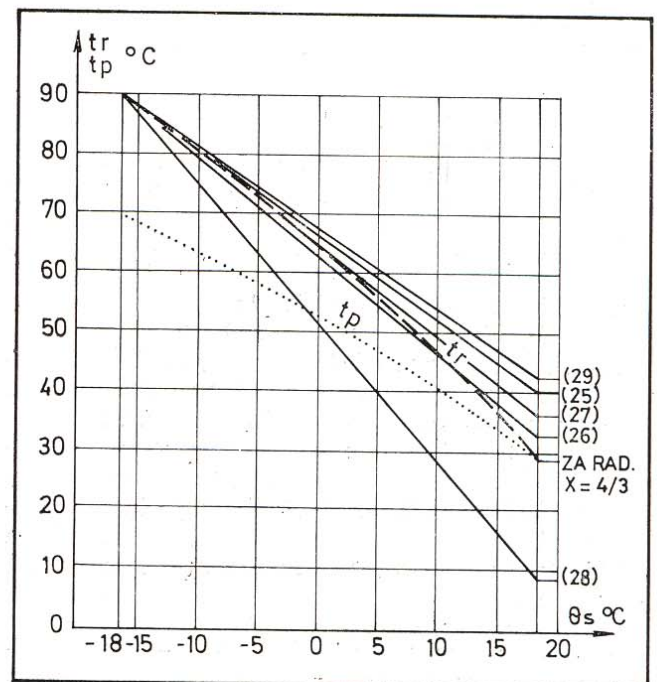
Zamenom vrednosti u jednačinu (15) odnosno (16) dobija se:

$$t_r = 2,2 \frac{32,1 - 24,93 x_s}{1 + 1,97 x_s} - 1,2 \theta_s$$

$$t_p = 1,8 \frac{32,1 - 2493 x_s}{1 + 1,97} - 0,793 \theta_s$$

Jednačina promene temperature razvodne vode je u funkciji dve veličine stanja i predstavlja ravan u koordinatnom sistemu  $(O, \theta, t_v, x)$ . Ova promena se ne može ostvariti pomoću jednostavnih elemenata automatike. Na sl. 7 dat je dijagram vrednosti funkcije za  $t_r$ , gde su realne vrednosti sta-

**Sl. 8. Promena temperature razvodne vode za grejače vazduha**



nja spoljašnjeg vazduha posebno naznačena. Ova teškoća se može prevazići posmatranjem projektnog stanja spoljašnjeg vazduha, tj.  $x_s = 0,0006 \text{ kg/kg} = \text{const.}$ , a temperatura  $t_r$  izrazi se samo u funkciji  $\theta_s$ . Za ovaj uslov dobija se iz gornje jednačine:

$$t_r = 67,3 - 1,2 \theta_s \quad (25)$$

Jasno je da se po ovoj jednačini tačne vrednosti za  $t_r$  mogu dobiti samo za  $\theta_s^p$ , a za ostale vrednosti spoljašnje temperature dobijaju se veće vrednosti od potrebnih, ali u tolerantnim granicama, s obzirom na mali uticaj članova u izrazima koji sadrže  $x_s$ .

### Dogrejač prvog klima-sistema

$$W_1 = 8,22 \cdot 1,238 \cdot 1,016 = 10,34 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$W_2 = 10,34 \frac{13,7}{20} = 7,083 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$W_1 > W_2$$

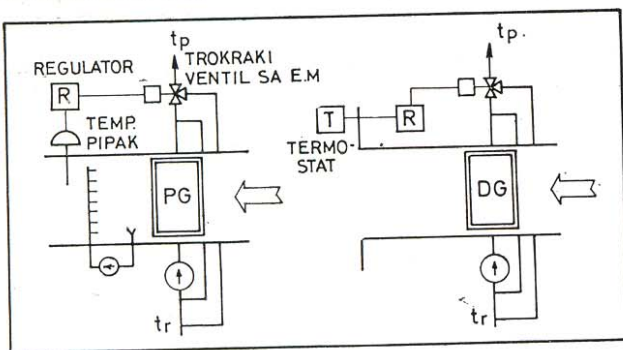
pa je sada prema jednačini (9):

$$\varphi = \frac{W_1}{W_2} \frac{\theta_U - \theta_{VL}}{t_r - \theta_{VL}} = \frac{10,34}{7,083} \frac{26 - 12,3}{90 - 12,3} = 0,2574$$

U ovom slučaju potrebno je umesto  $\varphi$  pisati  $\varphi W_2/W_1$  u jednačini (23). Dobija se:

$$t_r = 64,5 - 1,4 \theta_s \quad (26)$$

### Sl. 9. Regulacija predgrejača i dogrejača vazduha preko trokrakog ventila



### Predgrejač za drugi klima-sistem

Radi ušteda u potrošnji energije, predgrejač klima-sistema se bira na  $\theta^v$ , pri čemu nije poznata temperaturna razlika razvodne i povratne vode na toj temperaturi, jer se ona fiksira u projekt-nim uslovima  $\theta_s^p$  na  $20^\circ\text{C}$ . Druga teškoća je što se na ventilacionoj temperaturi  $\theta^v$  menja i stepen recirkulacije, pa se u skladu sa jednačinom (17) za svaki stepen recirkulacije dobija druga jednačina promene temperature razvodne vode u zavisnosti od spoljašnje temperature vazduha.

Za  $n = 0,3$  fiktivno se određuju veličine koje figuriraju u  $\varphi$ , kako bi se koristio uslov da je

$$\Delta t = 20^\circ\text{C na } \theta_s^p = -18^\circ\text{C.}$$

$$\theta_M = \frac{n\theta_p + \theta_s}{1 + n} = \frac{0,3 \cdot 22 - 18}{1 + 0,3} = -8,77^\circ\text{C}$$

$$x_M = \frac{nx_p + x_s}{1 + n} = \frac{0,3 \cdot 0,00822 + 0,0006}{1 + 0,3} = 0,0023584 \text{ kg/kg}$$

$$\theta_{PG} = \frac{i_{VL} - 2493 x_M}{1 + 1,97 x_M} = \frac{33,2 - 2493 \cdot 0,0023584}{1 + 1,97 \cdot 0,0023584} = 27,2^\circ\text{C}$$

$$W_1 = L_{pCL} = 4,58 \cdot 1,284 \cdot 1,0046 = 5,9 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$W_2 = W_1 \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = 5,9 \frac{27,2 + 8,77}{20} = 10,6 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$W_1 < W_2$ , pa je:

$$\varphi = \frac{\theta_{PG} - \theta_M}{t_r - \theta_M} = \frac{27,2 + 8,77}{90 + 8,77} = 0,364$$

Zamenom vrednosti u jednačini (17) uz uslov da je  $x_s = \text{const.}$  [isto razmatranje kao uz izvođenje jednačine (25)], dobija se:

$$t_r = 65,84 - 1,343 \theta_s \quad (27)$$

Jednačina (26) važi za  $\theta_s \geq -5^\circ\text{C}$ .

Energetska ušteda se postiže promenom stepena recirkulacije sa  $n=0,3$  na  $n=1,6$  na  $\theta^v = -5^\circ\text{C}$ , pa je za  $n = 1,6$ :

$$W_1 = 5,9 \text{ kW/}^\circ\text{C}, W_2 = 10,6 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

odnosno:

$$\varphi = \frac{\theta_{PG}^s - \theta_M^s}{t_r - \theta_M^s} = \frac{19,7 - 6,6}{90 - 6,6} = 0,157$$

Prema jednačini (17) sada je:

$$t_r = 52,8 - 2,07 \theta_s \quad (28)$$

Jednačina (28) važi za  $-18 < \theta_s < -5$ . Povećanje nagiba prave prema apscisnoj osi upravo pokazuje energetske uštede koje nastaju zbog povećanja stepena recirkulacije. U praksi predgrejač sa promenljivim stepenom recirkulacije radi po krivoj promene temperature razvodne vode za najniži stepen recirkulacije, a za druge uslove potrebno je dopunski mešati povratnu i razvodnu vodu na ulazu u grejač, kako bi se postigla potrebna niža temperatura ulazne vode, što se vidi iz jednačine (28). Izuzetno ako je u sistemu samo jedan predgrejač, koji radi sa promenljivim stepenom recirkulacije vazduha, regulacija se može vršiti samo preko regulatora, pri čemu se za svaki stepen recirkulacije menja nagib referentne krive.

## Dogrejač drugog klima-sistema

Rad dogrejača ne zavisi od stepena recirkulacije vazduha, pa je:

$$W_1 = L\rho c_L = 4,58 \cdot 1,23 \cdot 1,015 = 5,72 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$W_2 = W_1 \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = \frac{33,2 - 12,5}{20} = 5,92 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$W_1 < W_2$$

pa sledi:

$$\varphi = \frac{\theta_U - \theta_{VL}}{t_r - \theta_{VL}} = \frac{33,2 - 12,5}{90 - 12,5} = 0,267$$

Prema jednačini (23) dobija se:

$$t_r = 67,6 - 1,247 \theta_s \quad (29)$$

Jednačine (25—29) prikazane su na sl. 8, pri čemu je radi upoređenja dat i dijagram promene temperature razvodne vode za radijatore prema jednačini (2).

Promena temperature povratne vode može se računati preko datih jednačina za konstantna toplotna opterećenja; međutim ona znatno odstupa ako se opterećenja promene naročito pri višim spoljnim temperaturama.

## 5. UMESTO ZAKLJUČKA

Iz ovog razmatranja se vidi da svaki grejač vazduha ima različite potrebe za promenom temperature razvodne vode. Istovremeno se sa sl. 8. može zaključiti da su potrebe za nivoom temperature razvodne vode mahom veće od mogućnosti koju daje radijatorski dijagram i to naročito pri

višim temperaturama. Takođe je iz razmatranja eliminisan uticaj vlažnosti, čime su za predgrejače dobijeni viši nivoi temperature razvodne vode, što se, ukoliko se ne može tolerisati, mora do-regulisati na drugi način. Pri višim spoljašnjim temperaturama znatan je i uticaj sunčevog zračenja koji smanjuju toplotne gubitke, ali u ovoj analizi to nije uzeto u obzir.

Ove činjenice govore da regulacija rada grejača vazduha putem promene razvodne temperature vode nije dovoljna, naročito za klima-sisteme koji zahtevaju prilično uske granice tolerancije odstupanja parametara. U zavisnosti od ekonomskih kriterijuma i zahteva klimatizovanih prostorija, projektantu ostaje kao mogućnost i ovakva regulacija temperature vazduha u grejačima vazduha, što se vidi na primeru na sl. 9.

Temperatura razvodne vode je uvek viša od potreba grejača vazduha, ali tolerantno bliska, a tačna temperatura ulazne vode u grejač se postiže dopunskom regulacijom putem mešanja povratne i razvodne vode u trokrakom ventilu.

## LITERATURA

- [1] VIČEK, L.: *Ponašanje radijatora*, KGH br. 3/1976.
- [2] PETROVIĆ, M.: *Primeri za proračun optimalnog kapaciteta pumpe za mešanje, sa posebnim osvrtom na promenu temperature fluida kod različitih grejnih tela*, »KGH«, 2/1977.
- [3] REČKNAGEL, H., SPRENGER, E.: *Taschenbuch für Heizung, Lüftung und Klimatechnik*, R. Oldenburg, München-Wien, 1970.
- [4] KOGAN, V.B.: *Teoretičeskie osnovi tipovih processov himičeskoj tehnologiji*, Himija, Leningrad, 1977.
- [5] \*\*\* *Teplotehničeskoje oborudovanie i teplosnabženie promišlenih predpriyatij*, Energija, Moskva, 1979.
- [6] DAVIDOV, J. S., NEFELOV, S. V. *Tehnika avtomatičeskogo regulirovanija u sistemah ventiljacii i kondicionirovanija vozduha*, Stroiizdat, Moskva, 1977.
- [7] RIKALOVIĆ, M.: *Diplomski rad*, Mašinski fakultet N. Sad, 1977.