

# Istraživanje uticaja realnosti gasa na matematsko modeliranje radnih procesa rashladnih vijčanih kompresora

Z. Marijanović, N. Stošić,  
K. Hanjalić, A. Kovačević,  
Mašinski fakultet, 71000 Sarajevo,  
Omladinsko šetalište bb

Izvedene su osnovne jednačine matematskog modela radnog procesa uljem podmazivanog rashladnog vijčanog kompresora. Pri tome je upotrijebljen modificirani pristup matematskom modeliranju radnih procesa zapreminskih toplotnih mašina. Razmatran je uticaj realnosti gasa na matematski model radnog procesa vijčanog kompresora, pri čemu su korišćene dvije mogućnosti proračuna modela: prva, kada se odabrani radni fluid smatra realnim, i druga, kada se taj isti fluid smatra idealnim gasom. Pokazano je da postoji relativno visoka podudarnost rezultata proračuna matematskog modela procesa sa realnim gasom i procesa sa realnim gasom predstavljenim kao idealni gas.

## Uvod

Zapreminske toplotne mašine sa radnim fluidom koji u cjelokupnom radnom području (ili u jednom njegovom dijelu) pokazuje osobine realnog gasa [8], obično su velike ili odgovorne jedinice. Značajan dio matematskog modela radnog procesa takvih mašina treba da obuhvati efekt realnosti radnog fluida. Adekvatne jednačine stanja realnih radnih fluida u sprezi sa matematskim modelima radnih procesa zapreminskih toplotnih mašina predstavljaju značajno proširenje primjenljivosti ovih modela. Ovaj rad razmatra uticaj realnosti radnog fluida na matematski model radnog procesa zapreminskih toplotnih mašina na primjeru rashladnog vijčanog kompresora [12].

Brži razvoj matematskog modeliranja radnog procesa vijčanog kompresora počinje nedavno. Godine 1981. Bein [1, 2] je dao matematski model uljem podmazivanog zračnog kompresora sa jednim vijčanim rotorom i dva pomoćna rotora. Brablik [4] se bavio 1982. modeliranjem procesa suhoradnog zračnog vijčanog kompresora, obuhvativši pri tome i uticaj pulsacija pritiska u tla-

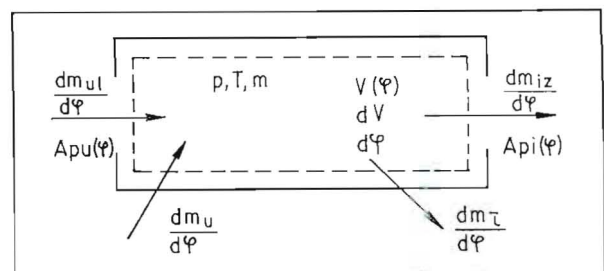
čnom vodu na proces u kompresoru. Godine 1984. objavljen je veći broj radova u kojima su predstavljani sintetizirani matematski modeli termodinamskog procesa u vijčanom kompresoru. Tako je Fujiwara [9] predstavio model koji obuhvata efekt ubrizgavanja ulja u radni prostor, izmjenju toplote između fluida i stijenki kompresora, zatim urenje fluida kroz zatore i gubitke strujanjem kroz usisni i tlačni otvor. Sangfors [13] i Singh [14] su dali matematski model za slučaj kada je idealan gas radni fluid, dok su Boblitt i Moore [3] i Chan i Haselden [7] razvili model radnog procesa rashladnog vijčanog kompresora, pa su tako u model uključili efekt realnosti radnog fluida.

Godine 1986. Stošić i drugi [16] predstavili su matematski model radnog procesa uljem podmazivanog vijčanog kompresora sa idealnim gasom kao radnim fluidom, a 1986. i 1987. rade na daljem razvoju ovog modela [15], čime je dobio kompleksan model kojim se proračunavaju procesi suhoradnog ili uljem podmazivanog, zračnog ili rashladnog vijčanog kompresora.

Kao realni radni fluidi u ovom radu su razmatrana slijedeća rashladna sredstva: R-11, R-12, R-13, R-13B1, R-113, R-114, R-14, R-22, R-502 i R-717 (amonijak). Jednačine stanja i transportne karakteristike ovih fluida preuzete su iz [5, 6].

## Matematski model radnog procesa vijčanog kompresora

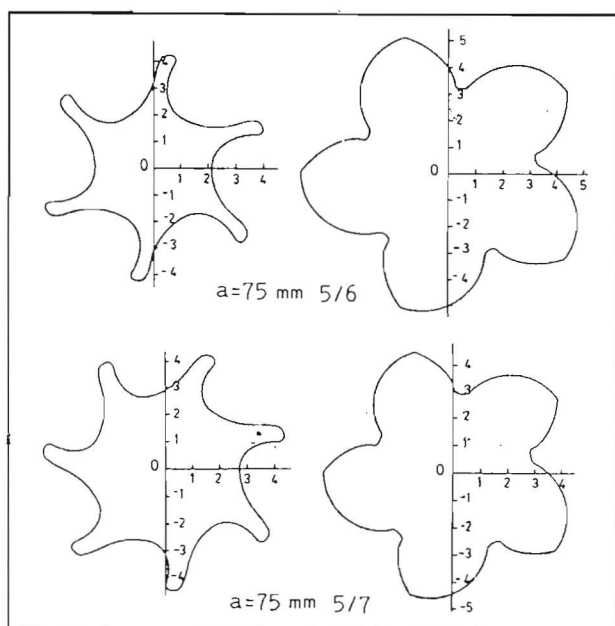
Radni prostor vijčanog kompresora je tipičan primjer otvorenog termodinamskog sistema [10] u kojem masa ima promjenljivu vrijednost po vremenu, kao nezavisnoj veličini. Na sl. 1. prika-



Sl. 1. Kontrolna zapremina radnog prostora vijčanog kompresora

zana je kontrolna zapremina radnog prostora vijčanog kompresora, sa otvorima i putevima radnog fluida.

Opšti oblik jednačine unutrašnje energije je [10]:



Sl. 2. Konfiguracija vijaka »Trudbenikovog« rashladnog kompresora a = 75 mm

$$\left(\frac{dU}{d\varphi}\right)_{vk} = \left(\frac{dI}{d\varphi}\right)_{ul} - \left(\frac{dI}{d\varphi}\right)_{iz} + \frac{dQ}{d\varphi} - \frac{dL}{d\varphi}$$

$$\frac{dU}{d\varphi} = i_{ul} \frac{dm_{ul}}{d\varphi} + c_u T_o \frac{dm_u}{d\varphi} - i_{iz} \frac{dm_{iz}}{d\varphi} - i_c \frac{dm_c}{d\varphi} + \frac{dQ}{d\varphi} - \frac{dL}{d\varphi} \quad (1)$$

gdje su: U — unutrašnja energija sistema, I — entalpija kroz granice kontrolne zapremine, Q i L — toplota i rad koje sistem izmjenjuje sa okolinom,  $\varphi$  — ugao zakreta vodećeg vijka [12], i — specifična entalpija radnog fluida, m — masa radnog fluida,  $m_u$  — masa ulja,  $c_u$  — specifična toplota ulja,  $T_o$  — početna temperatura ulja, ul — ulaz, iz — izlaz, c — curenje, vk — kontrolna zapremina.

Rad i toplota dobivaju se iz standardnih relacija [8]:

$$\frac{dL}{d\varphi} = p \frac{dV}{d\varphi}, \quad \frac{dQ}{d\varphi} = \alpha A (T_s - T) / \omega \quad (2)$$

gdje su: p i T — pritisak i temperatura radnog fluida, V — zapremina radnog prostora,  $\alpha$  — koeficijent prelaza toplote, A — površina,  $T_s$  — temperatura stijenke,  $\omega$  — ugaona brzina vodećeg vijka.

Jednačina kontinuiteta, odnosno promjena mase radnog fluida kroz granice kontrolne zapremine je [10]:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \rho WA / \omega \quad (3)$$

gdje su  $\rho$  i  $w$  — gustina i brzina radnog fluida.

Jednačine (1) i (3) su osnova sistema diferencijalnih jednačina kojima se opisuju radni procesi zapreminskih toplotnih mašina. U ovom obliku važe za bilo kakav radni fluid i bilo koju mašinu. Iz ovih jednačina je moguće dobiti njezne posebne oblike, koji važe, na primjer, za idealan gas ili rashladni fluid, zatim za klipni [11] ili vijčani kompresor, ili za motor sa unutrašnjim sagorijevanjem.

Ako se sistemu jednačina (1) i (3) pridruži jednačina stanja radnog fluida, tada je sistem jednačina zatvoren. Opšti oblik jednačine stanja realnog gasa je [8]:

$$p = f(T, v) \quad (4)$$

gdje je v — specifična zapremina radnog fluida.

Dosadašnji pristup matematskom modeliranju radnog procesa zapreminskih toplotnih mašina podrazumijevao je transformaciju jednačine energije (1) u diferencijalnu jednačinu pritiska ili temperature [16], to jest, jednačina energije se daje eksplicitno preko jedne veličine stanja kao što su pritisak ili temperatura. Ovo izvođenje dosta je složeno, s obzirom da je potrebno odrediti parcijalne izvode veličina stanja. U slučaju složenijih jednačina stanja radnog fluida, kao i pri ubrizgavanju ulja, vode ili goriva u radni prostor, ovakav pristup predstavlja »usko grlo« pri matematskom modeliranju radnog procesa zapreminskih toplotnih mašina.

Modificirani pristup matematskom modeliranju radnog procesa zapreminskih toplotnih mašina ima iste polazne jednačine. To su diferencijalna jednačina energije (1) i kontinuiteta (3) i algebarska jednačina stanja radnog fluida (4). Ako se pristupi rješavanju jednačine (1) po unutrašnjoj energiji kao zavisno promjenljivoj, tada se kao rezultat dobiva unutrašnja energija radnog fluida,  $\alpha$  ne temperatura ili pritisak kako je bilo uobičajeno.

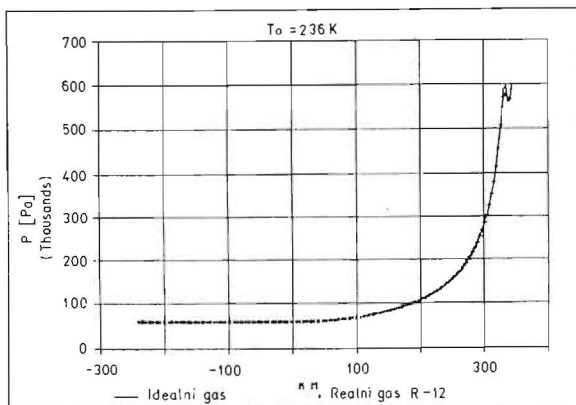
Diferencijalnim jednačinama energije (1) i kontinuiteta (3) i algebarskoj jednačini stanja fluida (4) pridružimo jednačinu specifične unutrašnje energije [8]:

$$u = f(T, v) \quad (5)$$

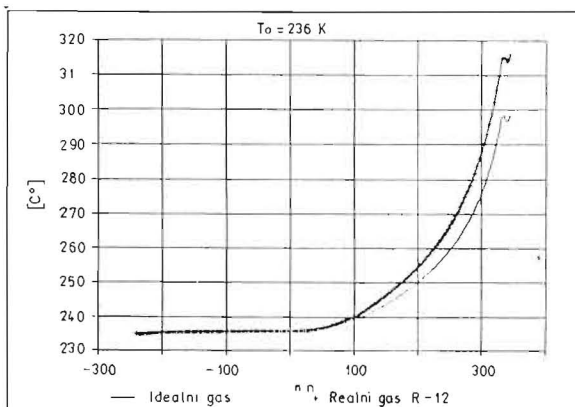
koja je funkcija samo temperature i specifične zapremine.

Specifična zapremina je određena odnosom zapremine radnog prostora i mase radnog fluida u radnom prostoru. Prethodno, masa se izračunava iz (3), a zapremina (koja je neovisna o sta-

nju fluida) iz poznatih geometrijskih i kinematskih karakteristika vijčanog kompresora [12]. Sistem jednačina nije simultan, već se jedna jednačina rješava za drugom. Prvo se integracijom jednačine energije dobiva unutrašnja energija radnog fluida na osnovu veličina stanja iz prethodnog integracionog koraka. Zatim se iz jednačine unutrašnje energije iterativno izračunava temperatura fluida, a onda, iz jednačine stanja eksplicitno se određuje pritisak na osnovu poznate specifične zapremine i temperature.



Dijagram 3. Pritisak u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla  $\phi$ , za realan i idealan gas ( $T_o = 236$  K)



Dijagram 4. Temperatura u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla  $\phi$ , za realan i idealan gas ( $T_o = 236$  K)

U slučaju idealnog gasa kao radnog fluida, unutrašnja energija idealnog gasa je [8]:

$$U_{rf} = mc_v T = \frac{mRT}{\alpha - 1} \quad (6)$$

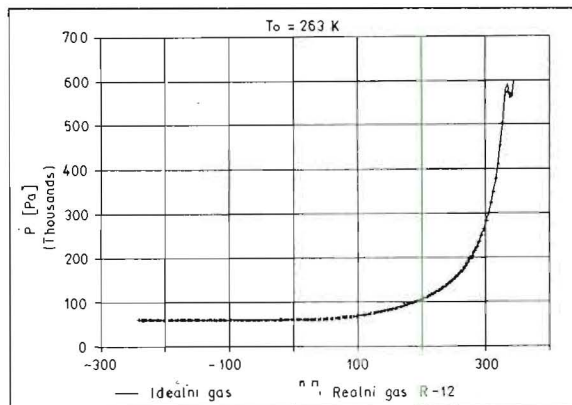
gdje su:  $c_v$  — specifična toplota gasa pri konstantnoj zapremini,  $R$  — gasna konstanta,  $\alpha$  — eksponent adijabate,  $rf$  — radni fluid.

Unutrašnja energija ulja data je izrazom:

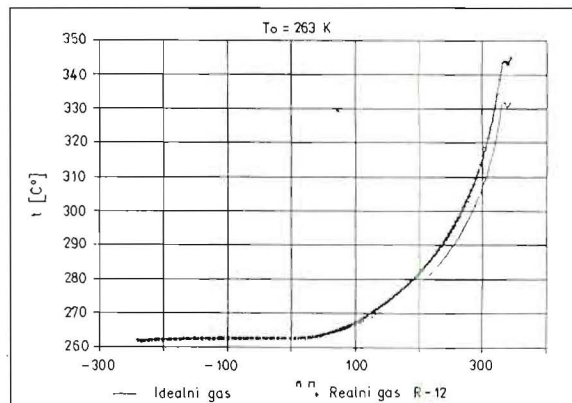
$$U_u = m_u c_u T_u \quad (7)$$

gdje je  $T_u$  — temperatura ulja.

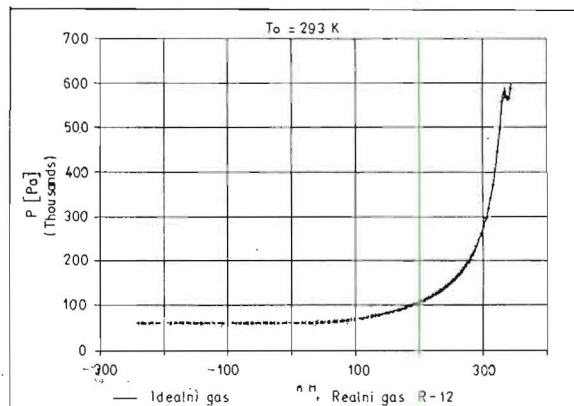
Ukupna unutrašnja energija u radnom prostoru je:



Dijagram 5. Pritisak u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla  $\phi$ , za realan i idealan gas ( $T_o = 263$  K)



Dijagram 6. Temperatura u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla  $\phi$ , za realan i idealan gas ( $T_o = 263$  K)

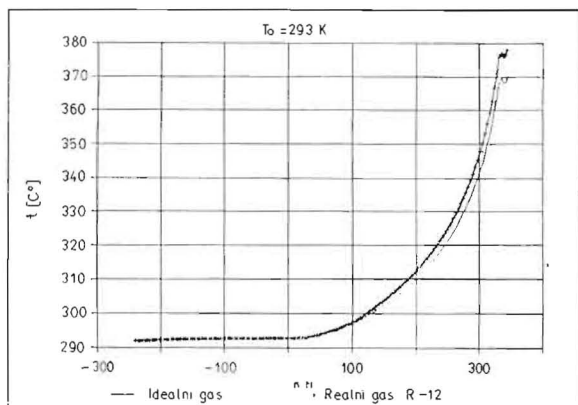


Dijagram 7. Pritisak u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla  $\phi$ , za realan i idealan gas ( $T_o = 293$  K)

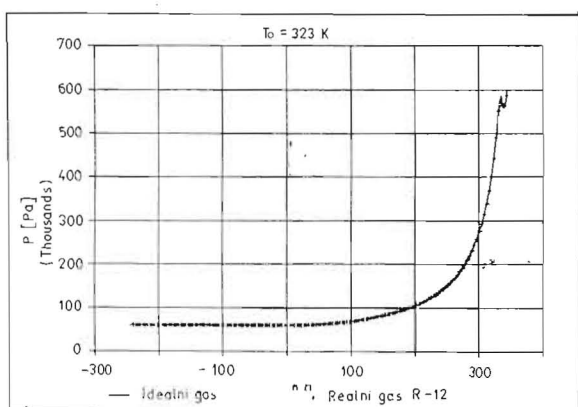
$$U = U_{rf} + U_u = \frac{mRT}{k-1} + m_u c_u T_u \quad (8)$$

Ako se smatra da je temperatura ulja jednaka temperaturi fluida u radnom prostoru ( $T_u = T$ ), tada je:

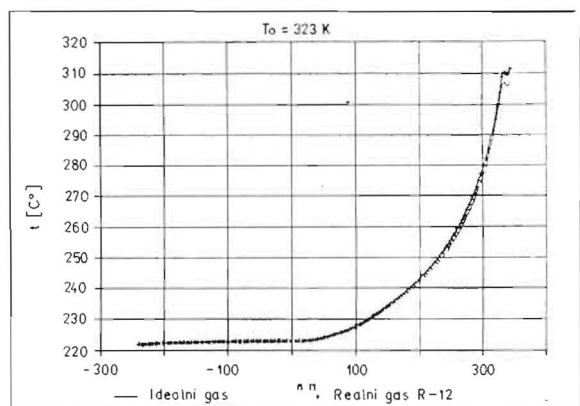
$$T = \frac{U}{\frac{mR}{k-1} + m_u c_u} \quad (9)$$



Dijagram 8. Temperatura u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla  $\varphi$ , za realan i idealan gas ( $T_0 = 293$  K)



Dijagram 9. Pritisak u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla  $\varphi$ , za realan i idealan gas ( $T_0 = 323$  K)



Dijagram 10. Temperatura u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla  $\varphi$ , za realan i idealan gas ( $T_0 = 323$  K)

Pritisak se dobiva iz jednačine stanja idealnog gasa [8]:

$$p = mRT/V \quad (10)$$

Verifikacija ovog matematskog modela obavljena je eksperimentalnim istraživanjem procesa prototipa rashladnog vijčanog kompresora »Trudbenik«, konfiguracije 5/6 i osnovnog rastojanja 75 mm (sl. 2). Zbog toga je vijčani kompresor ugrađen u laboratorijsko rashladno postrojenje. Opis postrojenja na kome su vršena mjerenja,

metodologija mjerenja, kao i upotrijebljeni mjerne instrument, način akvizicije, obrade i prikaza rezultata mjerenja dati su u [15]. Razmatranje rezultata eksperimentalnog istraživanja pokazuje da se integralne veličine stvarnog procesa i matematskog modela razlikuju ne više od 4,8%.

## Razmatranje uticaja realnosti gasa na matematski model radnog procesa rashladnog vijčanog kompresora

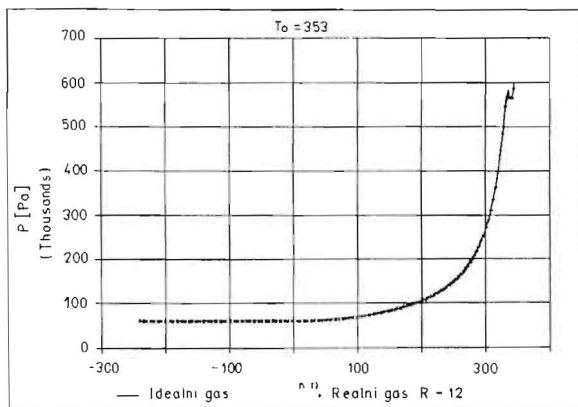
Numeričko rješenje matematskog modela radnog procesa vijčanog kompresora omogućuje proračun procesa istog kompresora s istim radnim parametrima jedanput sa rashladnim fluidom predstavljenim kao realan gas, a drugi put sa istim rashladnim fluidom, ali ovaj put predstavljenim kao idealan gas. Time je moguće efikasno komparirati rezultate i donositi zaključke o uticaju realnosti gasa na matematsko modeliranje termodinamskog procesa vijčanog kompresora [15].

Razlike u složenosti matematskih modela radnog procesa vijčanog kompresora (sa realnim radnim fluidom i sa radnim fluidom predstavljenim idealnim gasom), očituju se pri njihovom izvođenju, programiranju njihovih jednačina i u vremenu proračuna jednog kompresorskog ciklusa. Naime, vrijeme proračuna jednog ciklusa je za idealan gas oko pet puta kraće nego za realan gas. Na računaru na kojem su obavljani proračuni (ATARI 520 ST+), vrijeme proračuna programa iznosi za realan gas oko četiri minute, a za idealan gas oko pedeset sekundi.

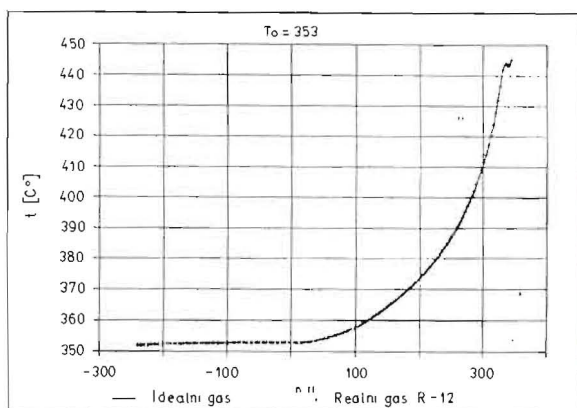
Da bi se razmotrio i odredio uticaj realnosti radnog fluida na matematski model radnog procesa vijčanog kompresora, obavljani su proračuni radnog procesa za poznati kompresor (osnovnog rastojanja  $a = 95$  mm, konfiguracije 5/7, s obodnom brzinom vrha zuba vodećeg vijka  $w = 35$  m/s) i sa freonom R-12. Prvi put, proračun se obavlja sa algebarskim jednačinama stanja, unutrašnje energije, entalpije i entropije za realan gas. Drugi put, proračun se izvršava s istim rashladnim sredstvom predstavljenim kao idealan gas, čije su osobine određene gasnom konstantom  $R = 68.762$  J/kgK i eksponentom adijabate  $\chi = 1.115$ . Oba puta je proračun obavljen za iste parametre vijčanog kompresora.

Usvojeni su slijedeći standardni uslovi rada: temperatura isparavanja  $t_0 = -40^{\circ}\text{C}$  i temperatura kondenzacije  $t_k = 20^{\circ}\text{C}$ . Da bi se objektivno ocijenio uticaj pregrijanja na radni proces vijčanog kompresora, varirane su usisne temperature radnog fluida od 236 K do 383 K, što odgovara pregrijanju od 3 K do 150 K. Usisni pritisak radnog fluida je nepromjenljiv i jednak je pritisku isparavanja rashladnog postrojenja. Za svaku početnu radnu tačku, koja je definisana usisnim pritiskom i usisnom temperaturom gasa, izračunat je faktor realnosti gasa (ili faktor korekcije) [8, 11] u tabeli 1.

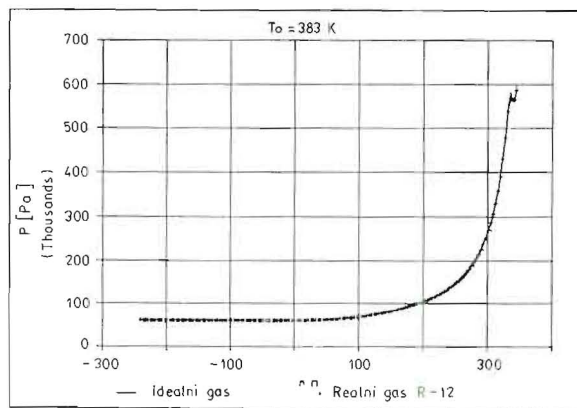
Promjene pritiska gasa u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla zakreta vodećeg vijka predstavljene su na sl. 3, 5, 7, 9, 11. i 13, dok



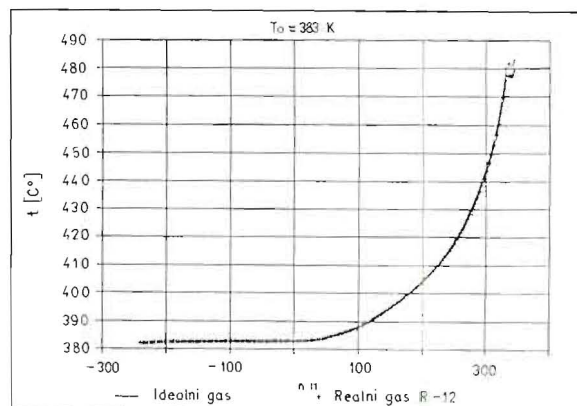
Dijagram 11. Pritisak u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla  $\varphi$ , za realan i idealan gas ( $T_0 = 353$  K)



Dijagram 12. Temperatura u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla  $\varphi$ , za realan i idealan gas ( $T_0 = 353$  K)



Dijagram 13. Pritisak u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla  $\varphi$ , za realan i idealan gas ( $T_0 = 383$  K)



Dijagram 14. Temperatura u radnom prostoru kompresora u funkciji ugla  $\varphi$ , za realan i idealan gas ( $T_0 = 383$  K)

sl. 4, 6, 8, 10, 12, i 14. prikazuju promjene temperature gasa, također u zavisnosti od ugla zakreta vodećeg vijka. Međusobno odstupanje krivih je tim veće ukoliko je pregrijanje radnog fluida na ulazu u kompresor manje. To znači, da ako je početna tačka radnog procesa vijčanog kompresora bliža graničnoj krivoj, time je veće međusobno odstupanje krivih pritiska i temperature. Također, prilikom procesa kompresije i izduvanja, gradijent temperature za realan gas ima veću vrijednost nego za idealan gas.

Da bi se dobila odgovarajuća ocjena o uticaju realnosti gasa na matematsko modeliranje radnog procesa vijčanog kompresora, također su upoređene integralne veličine procesa za oba slučaja. U tab. 1. date su vrijednosti integralnih veličina procesa u zavisnosti od pregrijanja radnog fluida, kao i odstupanja  $\Delta$  vrijednosti integralnih veličina procesa za realan fluid u odnosu na proces sa realnim fluidom predstavljenim kao idealan gas.

Tab. 1. pokazuje da su odstupanja usisne mase  $m_{us}$  tim manja ukoliko je pregrijanje fluida na ulazu u kompresor veće: za pregrijanje od 3 K odstupanje iznosi 2,37%, dok je za pregrijanje od 150 K ono 0,16%. Na kraju procesa usisavanja pritisak  $P_{us}$  za realan fluid je manji od pritiska istog fluida predstavljenog kao idealan gas, što se vidi u tab. 1. Odstupanje  $\Delta P_{us}$  je manje ukoliko je pregrijanje fluida veće. Analiza odstupanja

$\Delta T_{us}$  pokazuje male vrijednosti: za usisnu temperaturu od 236 K iznosi 0,0424%, dok je za temperaturu od 383 K ono 0,0418%.

$m_{iz}$  predstavlja protok radnog fluida na kraju procesa izduvanja. Odstupanje ove veličine je tim manje ukoliko je pregrijanje radnog fluida veće (tab. 1). Piz je pritisak gasa u radnom prostoru u momentu otvaranja tlačnog otvora. Odstupanje  $\Delta P_{iz}$  za usisnu temperaturu od 236 K iznosi 3,269%, a za temperaturu od 383 K je 2,503%. Tab. 1 pokazuje, također, da ovo odstupanje ima negativan predznak za svih šest usisnih temperatura. Vrijednosti temperature na kraju procesa izduvanja  $T_{iz}$ , kao i njeno odstupanje, date su u tab. 1. Iz nje se vidi, na primjer, da odstupanje  $\Delta T_{iz}$  za temperaturu od 236 K ima vrijednost 5,8267%, a za 323 K je 0,7189%. Za preostale dvije usisne temperature gasa ovo odstupanje ima negativne vrijednosti.

Također, u tab. 1. su vrijednosti protoka  $Q$  vijčanog kompresora i njegovog odstupanja  $\Delta Q$ , u zavisnosti od usisne temperature radnog fluida. Odstupanje  $\Delta Q$  je negativnog predznaka, pa se zaključuje da je protok vijčanog kompresora sa realnim gasom manji od protoka kompresora sa realnim gasom predstavljenim kao idealan gas. Ovo odstupanje opada sa porastom usisne temperature radnog fluida. Ako se analiziraju odstupanja integralnih veličina, kao što su snaga  $N$  i specifična snaga kompresora  $N_{sp}$ , dolazi se do zaključka da porastom usisne temperature ova

Tab. 1. Integralne veličine procesa (realan gas u odnosu na idealan gas: real/ideal) i relativno odstupanje  $\Delta\% = 100(\text{real/ideal} - 1)$

Integral. veličina procesa	Pregrijanje, faktor realnosti gasa $Z = Pv/RT$					
	3 K $Z = 0,9690$	30 K $Z = 0,9795$	60 K $Z = 0,9862$	90 K $Z = 0,9902$	120 K $Z = 0,9927$	150 K $Z = 0,9944$
$m_{in}$	0,46460/0,45384	0,41455/0,40887	0,37125/0,36832	0,33670/0,33512	0,30830/0,30742	0,28442/0,28396
kg/s	2,37	1,39	0,79	0,47	0,29	0,15
$P_{us}$	0,60645/0,61018	0,60919/0,61267	0,61182/0,61494	0,61409/0,61681	0,61604/0,61839	0,61774/0,61973
bar	-0,611	-0,568	-0,507	-0,441	-0,380	-0,321
$T_{uis}$	235,73/235,83	262,83/262,82	292,89/292,83	322,93/322,83	352,96/352,83	382,99/382,83
K	-0,0424	0,0038	0,0205	0,0309	0,0368	0,0418
$m_{iz}$	0,37660/0,36671	0,33164/0,32617	0,29305/0,28992	0,26245/0,26045	0,23748/0,23606	0,21666/0,21555
kg/s	2,70	1,68	1,08	0,77	0,60	0,54
$P_{iz}$	5,770/5,965	5,750/5,937	5,729/5,909	5,711/5,882	5,698/5,857	5,688/5,834
bar	-3,269	-3,150	-3,046	-2,907	-2,715	-2,503
$T_{iz}$	317,48/300,00	346,29/333,88	378,89/371,45	411,91/408,97	445,51/446,41	479,49/434,02
K	5,8267	3,7170	2,0030	0,7189	-0,2016	-0,9359
Q	5,5807/5,6078	5,5359/5,5585	5,4870/5,5044	5,4391/5,4512	5,3925/5,3995	5,3469/5,3493
$m^3/\text{min}$	-0,4832	-0,4066	-0,3161	-0,2220	-0,1296	-0,0449
N	16,080/16,185	15,928/16,060	15,758/15,926	15,593/15,795	15,437/15,668	15,289/15,547
kW	-0,6487	-0,8219	-1,0549	-1,2789	-1,4743	-1,6595
$N_{sp}$	2,8813/2,8861	2,8773/2,8894	2,8719/2,8933	2,8669/2,8975	2,8627/2,9018	2,8595/2,9063
$kW/m^3/\text{min}$	-0,1663	-0,4188	-0,7396	-1,0561	-1,3474	-1,6103
$\eta_v$	81,059/80,80	80,00/79,77	78,94/78,71	77,95/77,72	77,03/76,79	76,18/75,91
%	0,3205	0,2883	0,2922	0,2959	0,3125	0,3557
$\eta_k$	80,340/80,245	80,490/80,155	80,629/80,046	80,771/79,929	80,884/79,809	80,971/79,688
%	0,1184	0,4179	0,7283	1,0534	1,3470	1,6100

odstupanja rastu. Na primjer, odstupanje  $\Delta N$  za usisnu temperaturu od 236 K iznosi 0,6487%, dok je za 383 K 1,6595%. Za usisnu temperaturu od 236 K odstupanje  $\Delta N_{sp}$  ima vrijednost 0,1663%, a za 383 K je 1,6103%. Odstupanja su s negativnim predznakom, pa su snaga i specifična snaga kompresora sa realnim gasom manje nego u slučaju kompresora sa idealnim gasom.

Vrijednosti zapreminskog  $\eta_v$  i energetskog stepena iskorištenja kompresora  $\eta_k$ , kao i njihova odstupanja, date su u tab. 1. Odstupanje  $\Delta\eta_v$  u neposrednoj blizini granične krive ima blagi pad, da bi za temperature više od 236 K imalo porast. Porastom usisne temperature raste i odstupanje  $\Delta\eta_k$ . Na primjer, za temperaturu od 236 K ovo odstupanje je 0,1184%, za 323 K je 1,0534%, a za 383 K iznosi 1,61%. Odstupanja zapreminskog i energetskog stepena iskorištenja su pozitivnog predznaka za svih šest usisnih temperatura. To znači da su zapreminski i energetski stepen iskorištenja kompresora za realan gas veći nego za idealan gas.

Analiza tab. 1. pokazuje da se odstupanja integralnih veličina kreću od 0,0038% za temperaturu gasa na kraju procesa usisavanja, pa do 5,8267% za temperaturu gasa na kraju izduvavanja. Od jedanaest integralnih veličina, koliko je predstavljeno ovom tabelom, njih devet imaju odstupanja manja od 3% za svih šest usisnih temperatura. Samo pritisak i temperatura na kraju procesa izduvavanja imaju veća odstupanja od 3%, pritisak sve do pregrijanja gasa od 60 K, a temperatura do pregrijanja od 30 K.

## Zaključak

Prethodne konstatacije ukazuju na relativno visoku podudarnost rezultata proračuna matematskog modela radnog procesa vijčanog kom-

presora sa realnim gasom i sa realnim gasom predstavljenim kao idealan gas. Zato je moguće, u slučaju gdje se ne traži visoka tačnost proračuna (grubo i orijentaciono razmatranje uticaja pojedinih veličina na radni proces vijčanog kompresora), veliki broj proračuna obaviti sa idealnim gasom kao radnim fluidom, a tek nakon usvajanja grubih okvira uticajnih veličina preći na proračun procesa sa realnim gasom i dobiti tačne i precizne rezultate. Ovaj postupak omogućava ubrzavanje procesa proračuna za najmanje tri puta, što može imati veliki značaj u slučaju proračuna modela za veliki broj varijacija ulaznih veličina.

## Literatura

- [1] BEIN, T. W.: *Foundations for Computer Simulation of a Low Pressure Oil Flooded Single Screw Air Compressor*, DTNSRDC/PAS-81/24, 1981 (122)
- [2] BEIN, T. W., HAMILTON, J. F.: *Computer Modelling of an Oil Flooded Single Screw Air Compressor*, Purdue Compressor Technology Conference, 1982 (127)
- [3] BOBLITT, W. W., MOORE, J.: *Computer Modelling of Single-Screw Oil-Flooded Refrigerant Compressors*, Virginia Polytechnic Institute and State Univ., Virginia, 1984 (559)
- [4] BRABLIK, J.: *Analytical Model of an Oil-Free Screw Compressor*, Purdue Compressor Technology Conference, 1982 (356)
- [5] CHAN, C. Y., HASELDEN, G. G.: *Computer-based Refrigerant Thermodynamic Properties, Part 1: Basic Equations*, IPC Business Press Ltd and IIR 4, 1981a (7)
- [6] CHAN, C. Y., HASELDEN, G. G.: *Computer-based Refrigerant Thermodynamic Properties, Part 2: Program Listings*, IPC Business Press Ltd and IIR 4, 1981b (52)
- [7] CHAN, C. Y., HASELDEN, G. G.: *Computer Simulation of Oil-Free Operation of the Single Screw Compressor*, Proceedings of the Institute of Refrigeration, 1984 (48)

(Nastavak na 93. str.)

- [8] ĐORĐEVIĆ, B., VALENT V., ŠERBANOVIĆ S.: *Termodinamika i termotehnika*, IRO Građevinska knjiga, Beograd, 1987.
- [9] FUJIWARA, M., KASUYA K.: *Computer Modeling for Performance Analysis of Rotary Screw Compressor*, Purdue Compressor Technology Conference, 1984 (536)
- [10] HANJALIĆ, K.: *Opšte jednačine transportnih procesa*, Mašinski fakultet (postdiplomski studij), Sarajevo, 1976.
- [11] JANKOV, R.: *Klipni kompresori*, Mašinski fakultet, Beograd, 1981.
- [12] SAKUN, I. A.: *Vintovje kompresorii*, Mašinstroenie, Lenjingrad, 1970.
- [13] SANGFORS, B.: *Computer Simulation of the Oil Injected Twin Screw Compressor*, Purdue Compressor Technology Conf., 1984. (528)
- [14] SINGH, P. J., PATEL, G. G.: *A Generalized Performance Computer Program for Oil Flooded Twin-Screw Compressors*, Purdue Compressor Technology Conference, 1984b (544)
- [15] ŠTOŠIĆ, N., HANJALIĆ, K., i dr.: *Razvoj i eksperimentalna verifikacija matematskih modela i procesa suhoradnih i rashladnih vijčanih kompresora*, Energoinvest, RO Iten, Mašinski fakultet, Sarajevo, 1987.
- [16] ŠTOŠIĆ, N., HANJALIĆ, K., KOPRIVICA, J., *Prilog matematskom modeliranju radnog procesa vijčanog kompresora*, Strojarsstvo, 28, 1986. (95)

