

Termodinamička analiza ejektorskog solarnog hlađenja

Interes za korišćenjem rashladnih sistema, pokretanih energijom Sunca, počeo je da raste u sve većoj meri, početkom sedemdesetih godina prošlog veka. Jedan od razloga je i činjenica da konvencionalni rashladni sistemi pogonjeni kompresijom pare ili gasa, i transformacijama električne energije (sa svim problemima koje to donosi), uglavnom su na putu suprotnom od koncepta održivog razvoja. Kako se po istim principima, pored korišćenja solarne energije, mogu da koriste i različiti oblici industrijske otpadne toplote, ovakvi sistemi mogu da pomognu da se smanje problemi povezani sa štetnim uticajem na okolnu sredinu.

1 Uvod

U okviru solarnih termičkih sistema, pored već i komercijalno usvojenih apsorpcionih, adsorpcionih i desikant sistema, sve više počinju da budu interesantni i sistemi sa ejektorom. Ejektorski rashladni sistemi imaju niz prednosti, kao što su konstruktivna jednostavnost, odsustvo pokretnih delova, dug vek trajanja, niska cena, kao i jednostavnost funkcionisanja, kontrole i održavanja. Ovi sistemi koriste jednokomponentni radni fluid, sposobni su da potiskuju velike zapremine u okviru relativno malog prostora – sve to sa malim utroškom rada (za pogon pumpe). Istovremeno poseduju potencijal da mogu da se koriste u mnogim delovima sveta, posebno za čuvanje medicinskih preparata (vakcina) u lokalitetima bez električne mreže.

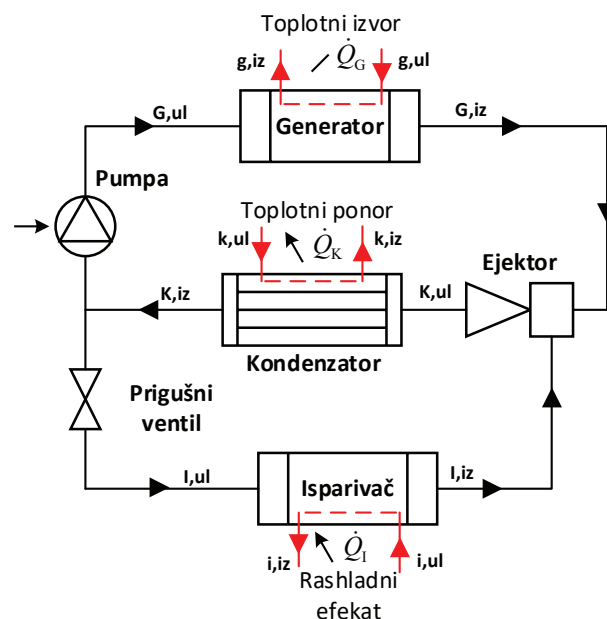
Kao važan nedostatak ovakvih sistema može da se navede relativno skromna vrednost COP, tako da ejektorski sistemi, u poređenju sa drugim termičkim rashladnim sistemima, zahtevaju znatno veću površinu solarnih kolektora. Termodinamički posmatrano, procesi u ejektoru su, po prirodi stvari, u velikoj meri nepovratni (turbulentno mešanje dva fluidna toka, nadzvučno stujanje sa udarnim talasom itd.). Veliki gubici eksergije, i s tim u vezi mala efikasnost, mogu da se opravdaju jedino već pomenutom jednostavnom konstrukcijom i dodatno nepostojanjem pokretnih delova.

2 Princip rada i tok proračuna

Kao što se vidi sa Slike 1, ejektorski rashladni sistem se sastoji, pored tri izmenjivača toplote – generatora pare (G), kondenzatora (K) i isparivača (I), još i od ejektora, pumpe i prigušnog ventila. Osim toga, uključena su još i tri spoljašnja fluidna toka (isprekidane linije) koji se odnose na dovođenje toplote od toplotnog izvora, odvođenje toplote od kondenzatora i ostvarivanje efekta hlađenja.

Primarnom fluidu, koji je u tečnom stanju, pri visokom pritisku, dovodi se iz toplotnog izvora toplotni tok \dot{Q}_G za isparavanje

i delimično pregrevanje. Pregrejana para ulazi zatim u ejektor, gde u konvergentno-divergentnom mlazniku ekspandira do nadzvučne brzine i sniženog pritiska. Sniženi pritisak iza mlaznika omogućava da para niskog pritiska (sekundarni tok) iz isparivača struji prema pretkomori ejektora. Nastaje mešanje dva strujna toka i taj zbirni tok ulazi zatim u kondenzator, pri čemu se toplotni tok \dot{Q}_K odvodi u toplotni ponor. Posle kondenzatora, radni fluid u tečnom stanju se deli na dva toka, pri čemu veći deo, pogonjen pumpom, odlazi u generator, a manji deo, preko prigušnog ventila u isparivač. U isparivaču se proizvodi rashladni efekat \dot{Q}_I , čime je čitav ciklus obuhvaćen.



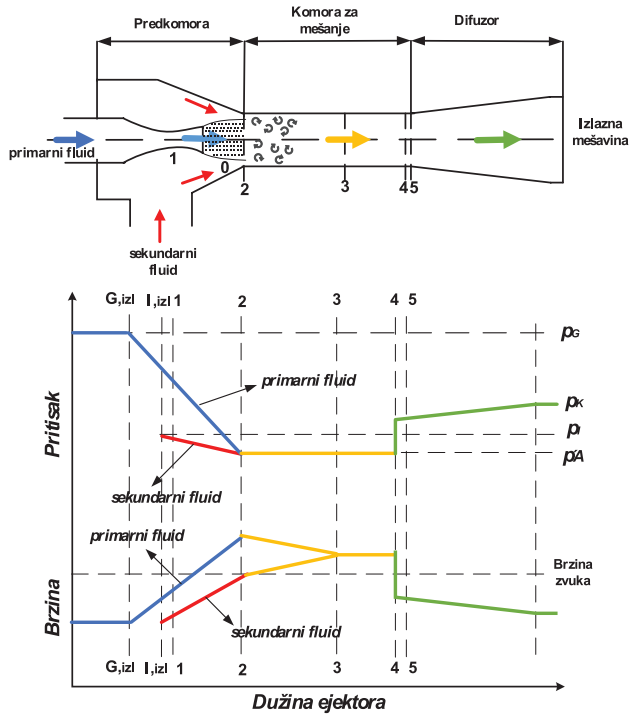
Slika 1: Šema ejektorskog rashladnog sistema

Pokazaće se, u daljem, da odnos masenih protoka prema isparivaču i prema generatoru predstavlja jednu od najvažnijih parametara sistema. Osnovni proračun ejektorskog sistema hlađenja se sastoji u što tačnijem izračunavanju ove veličine, koja se naziva koeficijent usisavanja ejektora (eng. “entrainment ratio”, μ).

Pokazuje se da je osnovni (ujedno i najproblematičniji) element ovog rashladnog sistema – upravo sam ejektor.

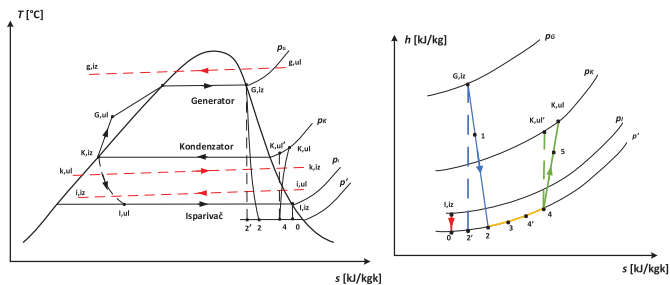
U ejektoru se koristi ekspanzija visokopritisnog primarnog fluida da povuče za sobom i komprimuje niskopritisni sekundarni fluid. U tom smislu, ejektor ima ulogu kompresora koji je inače neophodan u parno-kompresionim rashladnim sistemima. Osnovni proces u ejektoru se događa zahvaljujući prenošenju impulsa (količine kretanja) između dve struje fluida. Šemtski prikaz ejektora i odgovarajuće

promene pritiska i brzine primarnog i sekundarnog fluida date su na Slici 2. [1].



Slika 2: Šematski prikaz ejektora i odgovarajuće promena brzine i pritiska unutar ejektora

U daljem se daje tok proračuna, koji se odnosi na prikaz svih osnovnih procesa datih u T-s dijagramu (Slika 3) [2], pretpostavljajući radni fluid freon R134a, s obzirom na njegovu ekološku pogodnost. Osim toga, ovaj radni fluid ima nisku temperaturu ključanja (-26,5°C) pri atmosferskom pritisku, i nisku kritičnu temperaturu (101,1°C).



Slika 3: Šematski prikaz promene stanja radnog fluida: a) u T-s koordinatnom sistemu; b) procesi ekspanzije, mešanja i kompresije u ejektoru, u h-s koordinatnom sistemu

U proračunu su korišćene sledeće pretpostavke: (1) Strujanje gasa u ejektoru je jednodimenzionalno i stacionarno; (2) primarni i sekundarni fluid se u parnom području smatraju idealnim, sa konstantnim vrednostima c_p i κ [12]; (3) zanemarljive su brzine primarnog gasa, sekundarnog gasa i izlazne mešavine na ulazima i izlazu iz ejektora; (4) strujanje gasova kroz ejektor je adijabatsko; (5) usisavanje

pare sekundarnog fluida kao i proces mešanja se odvija na pritisku nižem od pritiska u isparivaču; (6) brzine primarnog i sekundarnog fluida na ulazu u ejektor (stanje G_{iz} i I_{iz}), kao i brzina pomešanog toka na izlazu iz ejektora se zanemaruju; (7) gubici u realnim adijabatskim procesima ekspanzije i kompresije, u odnosu na izentropske procese, se uzimaju u obzir pomoću stepena dobrote mlaznika (η_m), difuzora (η_d) i komore za mešanje (η_{mes}).

Da bi se ovom radu dao konkretan značaj, s obzirom na planirani razvoj i projektovanje niskotemperaturnog ejektorskog solarnog sistema hlađenja, za fiksni rashladni kapacitet od $\dot{Q}_1=3,6$ kW usvojene su radne temperature radnog fluida: generatora $T_G=80$ °C, kondenzatora $T_K=32$ °C i isparivača $T_I=10$ °C, prema proceni planiranih uslova rada. Takođe su usvojene vrednosti stepena dobrote mlaznika, komore za mešanje i difuzora kao konstantne vrednosti: $\eta_m=0,93$; $\eta_d=0,80$; $\eta_{mes}=0,88$.

Čitav dalji postupak proračuna ejektora se u suštini zasniva na izrazu za prvi zakon termodinamike za kontrolnu zapreminu, koji u opštem slučaju glasi:

$$\dot{Q}_{AB} + \dot{W}_{teh,AB} = \dot{m} \left[h_B - h_A + \frac{\bar{V}_B^2 - \bar{V}_A^2}{2} + g(z_B - z_A) \right] \quad (1)$$

Primenjeno na konvergentno-divergentni mlaznik, dobija se brzina primarnog fluida na ulazu u komoru za mešanje

$$\bar{V}_2 = \sqrt{2\eta_m(h_{G,iz} - h_2')} \quad (2)$$

Brzina kojom sekundarni fluid iz isparivača dolazi do istog preseka (početak komore za mešanje), zanemarujući gubitke usled trenja, iznosi:

$$\bar{V}_0 = \sqrt{2(h_{I,iz} - h_0)} \quad (3)$$

Uočava se da je u radu uzeta u obzir brzina \bar{V}_0 , s obzirom na postojanje razlike pritiska $p' < p_1$, i da je promena $I_{iz} - 0$ praktično izentropska.

Ako se strujanja primarnog fluida kroz mlaznik, kao i strujanje sekundarnog fluida iz isparivača do započinjanja procesa mešanja, definiše preko pripadajućih Mahovih brojeva [7], onda u stanju 2, prema pretpostavljenom modelu strujanja idealnog gasa biće

$$M_{G,2} = \sqrt{\frac{2\eta_m}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_G}{p'} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}$$

$$M_{I,2} = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_{I,iz}}{p'} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (4)$$

Za analizu procesa mešanja dve struje, neophodno je da se uzme u obzir već pomenuti koeficijent usisavanja ejektora, kao odnos masenih protoka sekundarnog i primarnog toka ($\mu = \dot{m}_1 / \dot{m}_G$). S obzirom na to da na ovom stadijumu računanja, vrednost μ nije poznata, ona se u prvom koraku pretpostavlja i za dalje računanje obeležava sa μ' , i služi za određivanje \bar{V}_4 , a zatim h_4 i $h_{K,ul}$.

Na osnovu pretpostavljene vrednosti koeficijenta usisavanja ejektora, zatim jednačine održanja impulsa

$$\dot{m}_G \bar{V}_2 + \dot{m}_1 \bar{V}_0 = (\dot{m}_G + \dot{m}_1) \bar{V}_4 \quad (5)$$

i uzimajući u obzir stepen dobrote mešanja η_{mes} , definisan odnosom $\bar{V}_4^2 / \bar{V}_4'^2$ [5], sledi izraz za brzinu izmešanog toka

$$\bar{V}_4 = \frac{\bar{V}_2 + \mu' \bar{V}_0}{1 + \mu'} \sqrt{\eta_M} \quad (6)$$

pri čemu je odgovarajuća vrednost entalpije, na osnovu energijskog bilansa

$$\dot{m}_G \left(h_2 + \frac{\bar{V}_2^2}{2} \right) + \dot{m}_1 \left(h_0 + \frac{\bar{V}_0^2}{2} \right) = (\dot{m}_G + \dot{m}_1) \left(h_4 + \frac{\bar{V}_4^2}{2} \right) \quad (7)$$

dobija se

$$h_4 = \frac{h_{G,iz} + \mu' h_{1,ul}}{1 + \mu'} - \frac{\bar{V}_4^2}{2} \quad (8)$$

Pretpostavlja se da se prav udarni talas odvija između preseka 4-4 i 5-5, tako da u ovoj uskoj zoni dolazi do naglog pada brzine i povećanja pritiska. Na taj način je ostavreno da pritisak na izlazu iz ejektora ima višu vrednost od početnog pritiska sekundarnog fluida. Ovaj fenomen je ostvaren na način koji je adekvatan primeni kompresora.

Da bi se sa vrednosti μ' prešlo na stvarnu vrednost μ , potrebno je da se izvrši niz iteracija, koja bi na kraju dala što manju vrednost greške.

Konačni izraz za vrednost koeficijenta usisavanja ejektora, dobija se na osnovu prethodne jednačine za brzinu \bar{V}_4

$$\mu = \frac{\sqrt{2\eta_m(h_{G,iz} - h_2)} - \sqrt{2(h_{K,ul} - h_4) / (\eta_d \eta_{mes})}}{\sqrt{2(h_{K,ul} - h_4) / (\eta_d \eta_{mes})} - \sqrt{2(h_{1,ul} - h_0)}} \quad (9)$$

gde drugi član u imeniocu predstavlja brzinu \bar{V}_4 koja je izražena na osnovu jednačina u difuzoru

$$h_{K,ul} = h_4 + \frac{h_{K,ul}' - h_4}{\eta_d} \quad (10)$$

$$h_{K,ul} = h_4 + \frac{\bar{V}_4^2}{2} \quad (11)$$

Dalji tok detaljnog proračuna zahteva da se uvede veći broj Mahovih brojeva [6], [7], [8] uključujući i njihove kritične vrednosti, što izlazi iz okvira ovog rada. Upoređivanjem izračunate vrednosti pritiska p_K' na osnovu vrednosti pomenutih Mahovih brojeva i početne zadate vrednosti p_K , dobija se vrednost za p' .

Na osnovu izračunate vrednosti za μ mogu da se izračunaju kapaciteti generatora, kondenzatora i isparivača kao:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_G (h_{G,iz} - h_{G,ul}); \dot{Q}_K = (\dot{m}_1 + \dot{m}_G) (h_{K,ul} - h_{K,iz}); \dot{Q}_1 = \dot{m}_1 (h_{1,iz} - h_{1,ul})$$

Glavni energetska pokazatelj kvaliteta ciklusa ovog ejektorskog rashladnog sistema izražava odnosom ostvarenog rashladnog učinka i ukupno uložene energije.

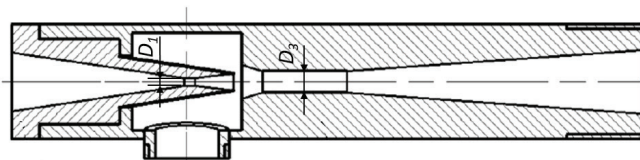
$$COP = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_G + \dot{W}_P} \approx \mu \frac{h_{1,iz} - h_{1,ul}}{h_{G,iz} - h_{K,iz}} \quad (12)$$

Osnovna karakteristika ovog proračuna je neophodnost da se izvrše dve iteracije, tako da se dobije stvarna vrednost za pritisak p' i koeficijent μ , koji su u međusobnoj relaciji.

Jedan od osnovnih geometrijskih parametara bitnih za konstrukciju ejektora je odnos površine poprečnih preseka komore za mešanje A_3 i grla mlaznika A_1 , što se izražava sledećom jednačinom [4].

$$A_r = \frac{A_3}{A_1} = \frac{p_G (1 + \mu)^{1/2} (1 + \mu T_1 / T_G)^{1/2} (2 / (\kappa + 1))^{1/(\kappa - 1)} (1 - 2 / (\kappa + 1))^{1/2}}{p_K (p_5 / p_K)^{1/\kappa} (1 - (p_5 / p_K)^{(\kappa - 1)/\kappa})^{1/2}} \quad (13)$$

Na slici 4 je data skica jednog stvarnog ejektora, sa prikazanim vrednostima D_3 i D_1 [2].



Slika 4: Prikaz ejektora sa karakterističnim geometrijskim parametrima

3 Eksergijska analiza

Kako energijska analiza ne može da pruži detaljnu informaciju o internim gubicima u pojedinim delovima sistema (podsystemima), eksergijska analiza služi da definiše ove gubitke. Podsetimo se, da eksergija predstavlja meru odstupanja stanja od stanja referentne okoline, tj. maksimalni potencijalni rad za dati oblik energije i dato stanje, kada je poznato stanje okoline (p_0, T_0).

Specifična eksergija struje fluida može da se odredi kao

$$ex = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{\bar{V}^2}{2} + gz \quad (14)$$

U razmatranom sistemu solarnom ejektorskog hlađenja, razlika potencijalnih i kinetičkih energija na izlazu i ulazu pojedinih pod-sistema može da se zanemari.

Pod ireverzibilnošću se podrazumeva destrukcija (smanjenje) eksergije u nekom delu postrojenja (pravilo Gui-Stodola) [10], koja se izražava preko temperature okoline, i promene entropije izolovanog sistema u razmatranom procesu [3].

$$Ir = Ex_{iz} - Ex_{ul} = T_0 \Delta S_{is} \quad (15)$$

U tom smislu, biće: za generator

$$\dot{I}r_G = T_0 [\dot{m}_G (s_{G,iz} - s_{G,ul}) + \dot{m}_{V,g} (s_{g,iz} - s_{g,ul})] \quad (16)$$

za kondenzator

$$\dot{I}_{R_K} = T_0[(\dot{m}_G + \dot{m}_1)(s_{K,iz} - s_{K,ul}) + \dot{m}_{V,k}(s_{k,iz} - s_{k,ul})] \quad (17)$$

za isparivač

$$\dot{I}_{R_I} = T_0[\dot{m}_1(s_{I,iz} - s_{I,ul}) + \dot{m}_{V,i}(s_{i,iz} - s_{i,ul})] \quad (18)$$

za ejektor

$$\dot{I}_{R_E} = T_0[(\dot{m}_G + \dot{m}_1)s_{K,ul} - \dot{m}_G s_{G,iz} - \dot{m}_1 s_{I,iz}] \quad (19)$$

za prigušni ventil

$$\dot{I}_{R_{PV}} = T_0[\dot{m}_1(s_{I,ul} - s_{K,iz})] \quad (20)$$

za pumpu

$$\dot{I}_{R_P} = \dot{W}_P + \dot{m}_G[(h_{G,ul} - h_{K,iz}) - T_0(s_{G,ul} - s_{K,iz})] \quad (21)$$

Ukupni ireverzibilitet biće:

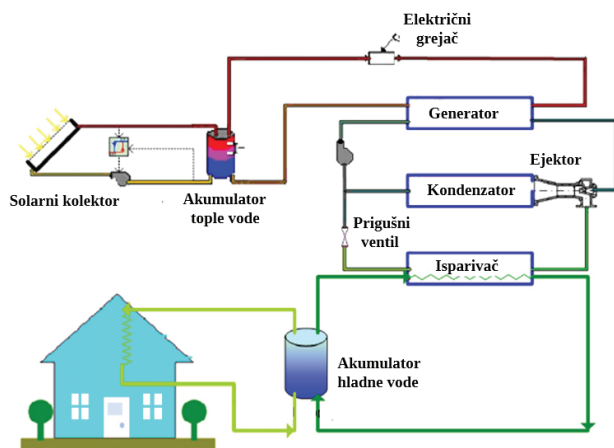
$$\dot{I}_{R_{uk}} = \dot{I}_{R_G} + \dot{I}_{R_K} + \dot{I}_{R_I} + \dot{I}_{R_E} + \dot{I}_{R_{PV}} + \dot{I}_{R_P} \quad (22)$$

4 Zaključak

Osnovni rezultati ove analize, za date relevantne parametre, prikazani su u tabelarnoj formi. Kao računarski program korišćen je Matlab, a podaci za rashladni fluid R134a su učitavani iz baze podataka NIST [11].

Tabela 1.

R134a	
$\vec{V}_2 = 259,86 \text{ m/s}$	$\dot{Q}_G = 10,72 \text{ kW}$
$\vec{V}_0 = 53,10 \text{ m/s}$	$\mu = 0,559$
$\vec{V}_4 = 174,59 \text{ m/s}$	$\dot{m}_1 = 0,022 \text{ kg/s}$
$p' = 0,3876 \text{ MPa}$	$\dot{m}_G = 0,039 \text{ kg/s}$
$\dot{Q}_1 = 3,60 \text{ kW}$	$A_r = 5,20$
$\dot{Q}_G = 7,22 \text{ kW}$	$\text{COP} = 0,48$



Slika 5: Šematski prikaz svih elemenata jednog ejektorskog solarnog sistema za hlađenje

S obzirom na to da je reč o solarnom sistemu ejektorskog hlađenja, u ovu analizu nije uključena veza između kolektora i preostalog dela

sistema. Ta analiza bi trebalo da uključi nalaženje potrebne površine kolektora za određeni kapacitet hlađenja. Ovo može da se shvati kao potreba za nastavkom rada koji bi bio povezan sa ovom problematikom. Pomenuta veza je šematski prikazana na Slici 5 [8].

Literatura

- [1] J. M. Chen, H. Havtun, B. Palm. *Investigation of ejectors in refrigeration system: Optimum performance evaluation and ejector area ratios perspectives*. Applied Thermal Engineering 2014, 64:182–191
- [2] J. Yan, C. Wenjian. *Area ratio effects to the performance of air-cooled ejector refrigeration cycle with R134a refrigerant*. Energy Conversion and Management 2012, 53:240–246 .
- [3] F. Akkurta, A. Kahramana. *An exergy analysis of solar-assisted ejector cooling system for different area ratios at their maximum cop values*. Thermal Science 2017, 23:179-179.
- [4] J.H. Keenan, E.P. Neumann, F. Lustwerk, *An investigation of ejector design by analysis and experiment*. Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME 1950, 72:299-309.
- [5] J.L. Yu, Y.F. Ren, H. Chen, Y.Z. Li, *Applying mechanical sub-cooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance*. Energy Conversion and Management 2007, 48:1193-1199.
- [6] H. El-Dessouky, H. Ettouney, I. Alatiqi, G. Al-Nuwaibit, *Evaluation of steam jet ejectors*. Chemical Engineering and Processing 2002, 41:551-561.
- [7] D.W. Sun, I.W. Eames, *Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles*. International Journal of Energy Research 1996, 20:871-885.
- [8] W. Pridasawas, *Solar-driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle (Doctoral Thesis)*, Royal Institute of Technology, KTH, Sweden, 2006.
- [9] B. Tashtoush, A. Alshare, S. A. Rifai. *Performance study of ejector cooling cycle at critical mode undersuperheated primary flow*. Energy Conversion and Management 2015, 94:300–310
- [10] Dj. Kozić. *Termodinamika - inženjerski aspekti*. Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu. Beograd, 2019
- [11] E.W. Lemmon, M.O. McLinden, M.L. Huber. *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties*, Nist Standard Reference Database 23, Version 9.1, Physical and Chemical Properties Division, NIST, USA, 2002.
- [12] C. P. Arora. *Refrigeration and Air Conditioning*, 3rd edition, Singapore McGraw-Hill, 2009.

Authors

Milan GOJAK
Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu

Đorđe KOZIĆ
Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu

Branislav PETROVIĆ
Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu