

Usporedna termodinamička analiza organskog Rankinovog i Kalina ciklusa

A Comparative Thermodynamic Analysis of the Organic Rankine and Kalina Cycle

Miloš Banjac, Marija Orlović

* Univerzitet u Beogradu Mašinski fakultet, Katedra za termomehaniku, Beograd, Srbija

Apstrakt- U vremenu kada se svakodnevno suočavamo sa različitim klimatskim nepogodama i kada njihovo dejstvo već приметно utiče na ekonomski i privredni razvoj, borba za njihovo ublažavanje postaje glavna tema i okosnica strateškog planiranja mnogih zemalja. Kako u ovoj borbi povećanje korišćenja obnovljivih izvora energije predstavlja jedan od glavnih mehanizama, analize mogućnosti primene raspoloživih tehničkih dostignuća, koje bi mogle da dodatno povećaju iskoristiv potencijal ovih izvora energije, predstavljaju ne samo potrebu, nego i profesionalnu dužnost. Zbog toga, a budući da Srbija raspolaže velikim količinama tzv. niskotemperaturne termičke energije, koja se klasičnim načinom, pomoću postrojenja koja rade sa vodom-vodenom parom po Rankin-Klauzijusovom ciklusu ne mogu pretvoriti u električnu energiju, u ovom radu pažnja je posvećena radu postrojenja koja to mogu, a koja rade po tzv. organskom Rankinovu i Kalina ciklusu. Pored predstavljanja načina rada, izvršena je termodinamička analiza njihovog rada i kroz prikaz promene stepena korisnosti upoređen i analiziran njihov potencijal za primenu.

Ključne reči - Niskotemperaturni izvori toplote, obnovljivi izvori energije, termodinamički stepen korisnosti

Abstract - At a time when we are facing various meteorological disasters on a daily basis and when their effects are already noticeably affecting economic development, the action to mitigate them becomes a major topic and the backbone of many countries' strategic planning. As increasing the use of renewable energy sources is one of the main mechanisms in this action, the analyses of the possibilities of applying the available technical achievements, which could further increase the utilization potential of these energy sources, represent not only a need but also a professional duty. Because of that, and since Serbia possesses large quantities of so-called low temperature thermal energy which cannot be converted into electricity in the conventional manner by means of water-steam plants according to Rankine-Claus cycle, in this paper attention is paid to the operation of so-called power plants which can do so and which


operate according to the so called Organic Rankine and Kalina cycle. In addition to the presented modes, a thermodynamic analysis of their operation was performed and their potential for application was compared and analysed through a display of changes in the rate of efficiency.

Key words - Low temperature heat sources, Renewable energy sources, Thermal efficiency

I. UVOD

Od prve polovine 19. veka, sa prvom industrijskom revolucijom i primene prve parne mašine, koja je toplotu, nastalu sagorevanjem uglja pretvarala u mehaničku energiju, počinje i rad na njenom usavršavanju - povećanju odnosa dobijene mehaničke energije i uložene količine toplote, tj. povećanju termodinamičkog stepena korisnosti. Nakon nekoliko decenija razvoja, kao najpraktičniji i najpouzdaniji kružni proces po kome su radile parne mašine, izdvojio se Rankinov ciklus (RC). Zbog svojih prednosti, upravo ovaj ciklus je od druge polovine 19. veka, kada počinje proizvodnja električne energije, praktično postao i jedini ciklus po kome su radile i po kome danas rade termoelektrane koje kao izvor energije koriste uglj.

Od svog prvog pojavljivanja, usavršavanja i modifikacije ovog kružnog procesa zasnovala su se na principu ostvarivanja što veće razlike temperatura između procesa isparavanja i procesa kondenzacije radnog fluida – vode, tj. vodene pare. Tendencija povećanja stepena korisnosti, zasnovana na visokim temperaturama produkata sagorevanja, zahtevala je upotrebu materijala otpornih na visoke temperature, te jer su se ova dva procesa spregnuto razvijali. Na ovaj način, od početnog termodinamičkog stepena korisnosti prvih parnih mašina, koji je iznosio jedva 1%, dostignut je stepen korisnosti od preko 44% kod termoelektrana koje rade po naprednom nadkritičnom RC kružnom procesu.

	Stepen korisnosti	Količina CO ₂	Utrošak uglja	Temperatura pare	
	Napredne ultra-nadkritisne	45-50%	670-740g CO ₂ /kWh	230-320g/kWh	700°C+
	Ultra-nadkritisne	Do 45%	740-800g CO ₂ /kWh	320-340g/kWh	600°C+
	Nadkritisne	Do 42%	800-880 CO ₂ /kWh	340-380g/kWh	Oko 550°C-600°C
	Podkritisne	Do 38%	≥880 CO ₂ /kWh	>380g/kWh	≤550°C

Slika 1: Povećanje termodinamički stepeni korisnosti RC, emisije CO₂ u zavisnosti od ostvarene temperature pare

U današnje vreme, vreme intenzivne borbe protiv klimatskih pomena, opšte prihvaćena je ideja da i fosilna goriva treba izbaciti iz upotrebe i umesto njih koristiti obnovljive izvore energije (OIE). Sa tom idejom, od kraja 20. veka, započela su istraživanja sa ciljem da se i u termoelektranama, koje kao izvor toplote koriste uglj, on zameni nekim od OIE, a pre svega geotermalnim izvorima energije.

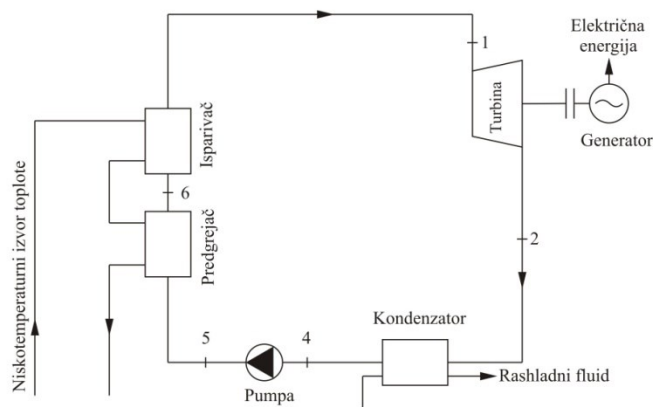
Osnovna prepreka koju je trebalo prevazići u ovoj transformaciji, a i nova tendencija, svela sa na korišćenje toplotnih izvora, ne više visokih, nego upravo suprotno, niskih temperatura. Za RC cikluse, koji kao radnu materiju koriste vodu-vodenu paru, neophodno je da temperatura izvora toplote bude bar 350°C, dok temperature OIE, npr. geotermalnih izvora, čak i retko prelaze 200°C, a najčešće prelaze tek 150°C. Slično je i sa tzv. otpadnom toplotom drugih procesa, solarnom energijom i toplotom koja nastaje sagorevanjem biomase ili otpada. Rešenje ovog problema, pronađeno je u zameni vode-vodene pare drugim radnim fluidima, koji na značajno nižim temperaturama, a i dalje na relativno visokim pritiscima, imaju sposobnost isparavanja. Ova osobina pronađena je u freonima R134a, R245fa, ali i izobutanu, pentan-propanu i nekim fluorougljenicima [1]. Budući da se radi o tzv. organskim fluidima, kao i da je ciklus njihovih promena stanja identičan onom u RC, ovi novi ciklusi, a koji su u primeni od kraja šezdesetih godina prošlog veka [2], nazvani su organski Rankinovi ciklusi (ORC). Nešto kasnije, 1980. godine, ruski naučnik Alexander Kalina, predlaže i izvodi ORC sa smešom dva, umesto jednog organskog fluida. Ova promena je omogućila značajno povećanje stepena korisnosti ovakvih ciklusa, a ciklusima koji se izvode na ovaj način dat je novi naziv - Kalina ciklusi.

Kako Srbija ima veliko iskustvo sa radom termoelektrana i istovremeno raspolaže velikim količinama tzv. niske temperature termičke energije, koja se klasičnim načinom, pomoću postrojenja koja rade sa vodom-vodenom parom po Rankin-Klauzijusovom ciklusu ne mogu pretvoriti u električnu energiju, u ovom radu pažnja je posvećena radu postrojenja koja to mogu, a koja rade po tzv. organskom Rankinovom i Kalina ciklusu. Pored predstavljanja načina, izvršena je termodinamička analiza njihovog rada i kroz prikaz promene stepena korisnosti upoređen i analiziran njihov potencijal za primenu.

II. ORGANSKI RANKINOV CIKLUS

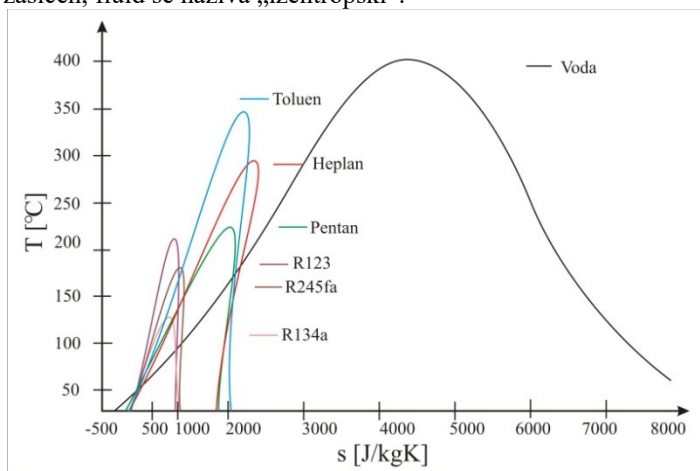
Kao što je već navedeno, organski Rankinov ciklus (ORC) radi na istom principu kao i Rankinov ciklus, sa razlikom da umesto vode – vodene pare, kao radnog fluida, koristi neki organski fluid. Predajom toplote iz toplotnog izvora radnom fluidu on isparava,

nakon čega u parnom stanju ulazi u turbinu. U turbini se adijabatski širi, prenoseći svoju termomehaničku energiju na lopatice turbine i pretvarajući je u mehanički rad. Nakon toga, u kondenzatoru, radni fluid se u procesu predaje toplote okolini potpuno kondenzuje, nakon čega mu se u tzv. napojnoj pumpi podiže pritisak, sa pritiska kondenzacije na pritisak isparavanja (slika 2) [3]. Time se i završava ciklus promene stanja radnog fluida, koji se i prema ovom opisu ne razlikuje od promena stanja vode – vodene pare u osnovnom Rankinovom ciklusu.



Slika 2: Šema ORC Sistema [4]

Međutim, glavna razlika između RC i ORC je upravo u različitim svojstvima radnih fluida. Pored toga što organski fluidi koji se koriste u ORC, za iste radne pritiske imaju značajno niže temperature isparavanja, za razliku od vode – vodene pare koja ima svojstva tzv. „vlažnog“ fluida, organski fluidi imaju svojstva tzv. „izentropskih“ ili „suvih“ fluida (slika 3). Ovo svojstvo povezano je sa nagibima krive prelaska vlažne u suhu paru fluida u T - s koordinatnom sistemu, odnosno stanju koje se dostiže pri izentropskom širenju suve pare. Ukoliko izentropskim širenjem suve pare ona prelazi u vlažnu, fluid se naziva „vlažni“, ukoliko prelazi u pregrejanu, fluidi se nazivaju „suvi“, a ukoliko ostanu zasićeni, fluid se naziva „izentropski“.



Slika 3: Prikaz „vlažnog“, „suvog“ i „izentropskog“ tipa fluida u T - s dijagramu

Kako organski fluidi, kao „suvi“ ili „izentropski“ fluidi, tokom svog širenja u turbini ne mogu da pređu u područje vlažne pare, oni time pokazuju još jednu prednost jer za razliku od vode – vodene pare koja pripada grupi „vlažnih“ fluida, ne zahtevaju korišćenje pregrejača pare, a nema potrebe ni za korišćenjem procesa sa višestepenom ekspanzijom i međupregrevanjem, što ih čini jednostavnijim i ekonomičnijim u smislu investicionih i eksploatacionih troškova.

Termodinamička analiza ORC

U skladu sa opisnim procesom, šemom prikazanoj na slici (2) i $T-s$ dijagramom sa slike (4), toplotni protok sa niskotemperaturnog izvora na radni fluid, ili tzv. primljeni toplotni protok u izobarskom procesu zagrevanja i isparavanja radnog fluida u predgrejaču i isparivaču, primenom Prvog zakona termodinamike za protočni sistem u ustaljenim uslovima, može da se odredi iz izraza:

$$\Phi_{\text{prim}} = q_m (h_1 - h_5),$$

gde je q_m (kg/s) maseni protok radnog fluida, a h (kJ/kg) entalpija radnog fluida u odgovarajućem stanju.

Primenom Prvog zakona termodinamike za protočni sistem u ustaljenim uslovima, može da se odredi i snaga turbine:

$$P_{\text{tur}} = q_m (h_1 - h_2) = q_m \eta_{\text{tur}} (h_1 - h_{2s}),$$

gde je η_{tur} (-) stepen dobrote izentropske ekspanzije (unutrašnji stepen korisnosti turbine).

Primenom istog zakona može da se odredi i snaga potrebna za pogon napojne pumpe:

$$P_{\text{pum}} = q_m (h_5 - h_4) = \frac{q_m (h_{5s} - h_4)}{\eta_{\text{pum}}},$$

pri čemu je η_{pum} (-) stepen dobrote izentropske kompresije (unutrašnji stepen korisnosti pumpe).

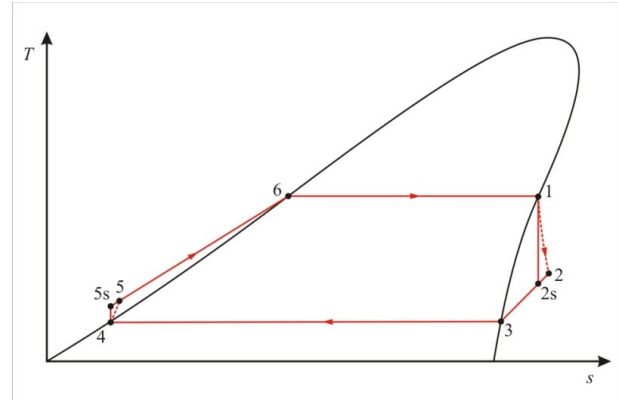
Na osnovu prethodno određenih snaga turbine i pumpe i toplotne snage može se odrediti termodinamički stepen korisnosti ovog ciklusa kao:

$$\eta_{\text{td}} = \frac{P_{\text{tur}} - P_{\text{pum}}}{\Phi_{\text{prim}}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_4)}{(h_1 - h_5)},$$

odnosno:

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_{2s}) - (h_{5s} - h_4)}{(h_1 - h_{5s})},$$

za slučaj kada se smatra da su procesi širenja u turbini i povećavanja pritiska fluida u pumpi izentropski.



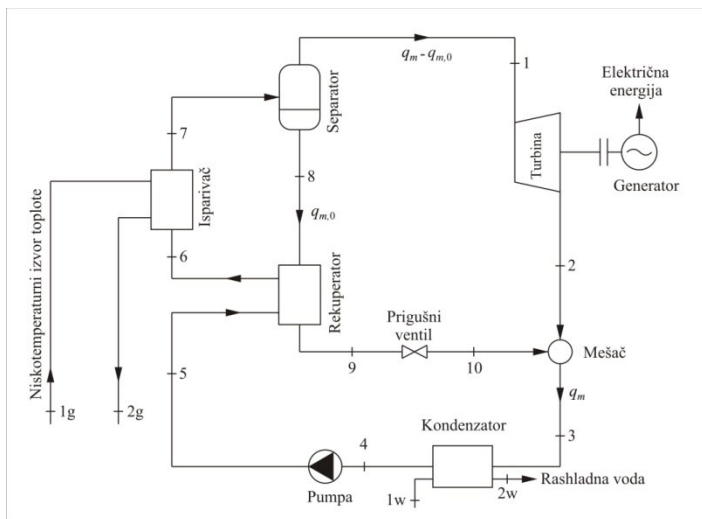
Slika 4: T-s dijagram ORC sa tzv. "suvim" radnim fluidom.

III. KALINA CIKLUS

Kao što je u uvodu već napomenuto, Kalina ciklus je modifikovani organski Rankinov ciklus koji kao radni fluid koristi binarnu mešavinu dva fluida sa različitim temperaturama isparavanja. [4] Za razliku od jednokomponentnih fluida, takva smeša pri stalnom pritisku isparava uz promenu temperature što omogućava da se prelaženje toplote odvija uz manje temperaturne razlike. Kao radni fluid se najčešće koristi smeša vode i amonijaka, ali moguće je koristiti i druge smeše fluida (freona ili ugljovodonika). Amonijak i voda imaju slične molarne mase (amonijak 17 kg/kmol, a voda 18 kg/kmol), međutim, temperature ključanja za atmosferski pritisak se znatno razlikuju (amonijak -33,3°C, dok voda ključa na 100°C) [5].

Šematski prikaz postrojenja za proizvodnju električne energije prema Kalina ciklusu je prikazan na slici (5). Već iz ovog šematskog prikaza jasno se vidi da u odnosu na Rankinov ciklus ovaj sistem ima dodatni rekuperator, prigušni ventil, separator i mešač [6].

U generatoru pare niskotemperaturni izvor predaje toplotu binarnoj mešavini kao radnom fluidu. Na izlazu iz generatora pare radni fluid je dvofazna mešavina (stanje 7) koja se u separatoru razdvaja na dve faze – parnu fazu koja je bogatija lakšeisparljivom komponentom (amonijakom) i tečnu fazu koja je bogatija težeisparljivom komponentom (vodom). Parna faza fluida stanja 1 se odvodi u turbinu gde se širi prelazeći u stanje 2 i pretvarajući svoju termomehaničku energiju u korisni mehanički rad. Tečna faza fluida iz separatora, stanja 8, se odvodi u rekuperator toplote gde se hladi do stanja 9, predgrejavajući radni fluid, a pre njegovog ulaska u isparivač. Nakon toga, radni fluid stanja 9 se odvodi u prigušni ventil gde mu se snižava pritisak do stanja 10, da bi se potom pomešao u mešaču sa radnim fluidom stanja 2, a koji je napušta turbinu i koji se nalazi u stanju vlažne pare. Nakon procesa mešanja, radni fluid se odvodi u kondenzator gde se kondenzuje, predajući toplotu toplotnom ponoru, a potom odvodi u napojnu pumpu gde mu se sa pritiska kondenzacije pritisak podiže na pritisak isparavanja.



Slika 5: Šema sistema sa Kalina ciklusom [7]

Termodinamička analiza Kalina ciklusa

Kao i u prethodnom slučaju, u skladu sa opisanim procesom, šemom prikazanoj na slici (5), toplotni protok sa niskotemperaturnog izvora na radni fluid, ili tzv. primljeni toplotni protok u izobarskom procesu zagrevanja i isparavanja radnog fluida u predgrejaču i isparivaču, primenom Prvog zakona termodinamike za protočni sistem u ustaljenim uslovima, može da se odredi iz:

$$\Phi_{\text{prim}} = q_m (h_7 - h_6),$$

Energetski bilans u separatoru može se opisati izrazom:

$$q_m \cdot h_7 = q_{m,0} \cdot h_8 + (q_m - q_{m,0}) \cdot h_1,$$

gde je q_m (kg/s) maseni protok tečne faze iz separatora ka mešaču, a $(q_m - q_{m,0})$ (kg/s) maseni protok parne faze koja iz separatora odlazi ka turbini.

Primenom Prvog zakona termodinamike za protočni sistem u ustaljenim uslovima, može se odrediti i snaga turbine:

$$P_{\text{tur}} = (q_m - q_{m,0}) (h_1 - h_{2s}).$$

Energetski bilans za rekuperator može se opisati izrazom:

$$q_{m,0} (h_8 - h_9) = q_m (h_6 - h_5).$$

Primenom Prvog zakona termodinamike za protočni sistem u ustaljenim uslovima, može se odrediti snaga potrebna za pogon napojne pumpe:

$$P_{\text{pum}} = q_m (h_{5s} - h_4).$$

Konačno, termodinamički stepen korisnosti Kalina ciklusa za slučaj kada su procesi širenja pare u turbini i povećanja pritiska fluida u pumpi izentropski, može se opisati izrazom:

$$\eta_t = \frac{P_{\text{tur}} - P_{\text{pum}}}{\Phi_{\text{prim}}} = \frac{\left(1 - \frac{q_{m,0}}{q_m}\right) (h_1 - h_{2s}) - (h_{5s} - h_4)}{(h_7 - h_6)}.$$

IV. POREĐENJE ORC I KALINA CIKLUSA

Termodinamička analiza rada ORC i Kalina ciklusa izvršena je korišćenjem izvedenih izraza za termodinamičke stepene

korisnosti. Analiza je izvršena za nekoliko različitih radnih režima, a zatim za iste radne režime je izvršeno međusobno poređenje ovih ciklusa. Za određivanje svih veličina stanja radnih fluida u procesima korišćen je programski paket REFPROP [8].

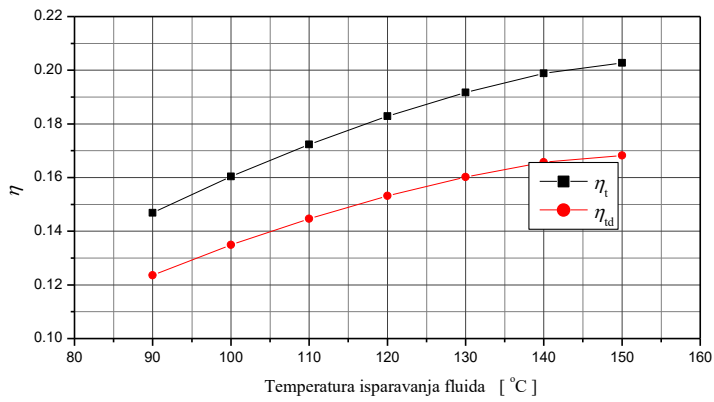
Termodinamička analiza rada ORC sprovedena je za tri radna režima - slučaja. U svim slučajevima kao radni fluid korišćen je R245fa. Takođe, za sve slučajeve je pretpostavljeno da je radni fluid pri ulasku u turbinu u stanju suvozasicene pare, a na izlazu kondenzatora u stanju zasićene tečnosti. U prva dva slučaja analiza je izvršena da utvrdi uticaj temperature, odnosno pritiska isparavanja na termodinamički stepen korisnosti ciklusa. Zbog toga je temperatura isparavanja menjana u intervalu od 90-150°C. Pri tom, u prvom slučaju - usvojeno je da temperatura kondenzacije iznosi 25°C, dok je u drugom slučaju - usvojeno da je to temperatura zasićenja R245fa pri pritisku kondenzacije od 3 bar. U trećem slučaju - kao stalne veličine usvojene su maksimalni pritisak fluida - pritisak isparavanja od 30 bara i minimalni pritisak - pritisak kondenzacije od 3 bara.

Sva tri slučaja analizirana su za dva podslučaja. Prvi, pod pretpostavkom da je proces širenja pare u turbini i proces povećanja pritiska fluida u pumpi neizentropski, kada je određivan termodinamički stepen korisnosti označen sa η_{td} , i drugim, kada je smatrano da su oba ova procesa izentropska, pri čemu je određivan termodinamički stepen korisnosti označen sa η_t .

Rezultati proračuna prikazani su tabelama 1, 2 i 3 i slikama 6 i 7. Termodinamička analiza rada Kalina ciklusa sprovedena je za šest različitih radnih režima - slučajeva. U svih šest slučajeva analiza je sprovedena pod pretpostavkom da je radni fluid smeša amonijaka i vode. U prvih pet slučajeva, odnos amonijaka i vode iznosio je 70/30%, dok je u šestom slučaju izvršena analiza uticaja sastava smeše na promenu termodinamičkog stepena korisnosti ciklusa. U svih 6 slučajeva, pretpostavljeno je da u turbinu ulazi suvozasicena para smeše amonijaka i vode, koja je bogata lakšeisparljivom komponentom (amonijakom), a da iz kondenzatora izlazi smeša vode i amonijaka u stanju zasićene tečnosti. Za sve slučajeve je pretpostavljeno da su procesi širenja pare u turbini i procesi povećanja pritiska fluida u napojnoj pumpi izentropski, kao i da je efikasnost rekuperatora nepromenljiva i iznosi 80%.

Tabela 1: Stepene korisnosti ORC za fluid R245fa – 1. slučaj

$\mathcal{G}_{\text{kd}} = 25^\circ\text{C}$						
$\mathcal{G}_{\text{isp}} [^\circ\text{C}]$						
90	100	110	120	130	140	150
η_t						
0,1468	0,1604	0,1724	0,1828	0,1918	0,1989	0,2028
η_{td}						
0,1236	0,1349	0,1447	0,1531	0,1602	0,1657	0,1682



Slika 6: Poređenje $\eta_{t,d}$ i η_t ORC sa radnim fluidom R245fa – 1 slučaj

Tabela 2: Stepeni korisnosti ORC za fluid R245fa – 2. slučaj

$p_{\min} = 3 \text{ bar}$						
$\mathcal{G}_{\text{isp}} [\text{°C}]$						
90	100	110	120	130	140	150
η_t						
0,1044	0,1204	0,1344	0,1466	0,1571	0,1654	0,1703
η_{td}						
0,0875	0,1008	0,1122	0,1221	0,1304	0,1367	0,13995

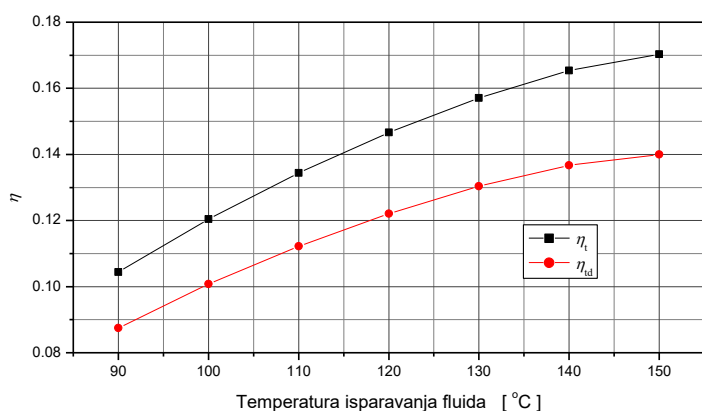
Slika 7: Poređenje η_{td} i η_t ORC sa radnim fluidom R245fa - 2. slučaj

Tabela 3: Stepeni korisnosti ORC za fluid R245fa – 3. slučaj

p_{\max} [bar]	30	
p_{\min} [bar]	3	
$\mathcal{G}_{\text{isp}} [\text{°C}]$	150	155
η_t	0,16971	0,17053
η_{td}	0,14047	0,14131

U prvom i drugom slučaju izvršena je analiza uticaja temperature mešavine na izlazu iz isparivača, \mathcal{G}_7 , na termodinamički stepen korisnosti ciklusa. Pri tome, u prvom analiziranom slučaju pretpostavljen je radni režim u kome je maksimalni pritisak fluida u procesu, pritisak isparavanja, stalan i ima vrednost od 30 bara, kao i da minimalni pritisak, pritisak kondenzacije, takođe ima stalnu vrednost od 10 bara, a u opsegu od 110°C do 150°C je menjana temperatura mešavine na izlazu iz isparivača.

U drugom analiziranom slučaju, ponovo je pretpostavljeno da ovi pritisci imaju stalnu vrednost, ali sada 30 bar i 5 bar, a temperature mešavine na izlazu iz isparivača je menjana u istom opsegu kao i u slučaju 1. Rezultati ovih proračuna prikazani su u tabelama 4 i 5.

Tabela 4: Stepen korisnosti Kalina ciklusa – 1. slučaj

Mas. odnos	70/30				
p_{\max} [bar]	30				
p_{\min} [bar]	10				
$\mathcal{G}_7 [\text{°C}]$	110	120	130	140	150
η_t	0,09666	0,10084	0,10309	0,10416	0,10440

Tabela 5: Stepen korisnosti Kalina ciklusa – 2. slučaj

Mas. odnos	70/30			
p_{\max} [bar]	30			
p_{\min} [bar]	5			
$\mathcal{G}_7 [\text{°C}]$	140	150	155	170
η_t	0,15286	0,15416	0,15430	0,15266

U trećem i četvrtom slučaju analizirani su uticaji promene pritiska kondenzacije na termodinamički stepen korisnosti Kalina ciklusa. Vrednosti minimalnog pritiska menja se u opsegu od 3 do 10 bara. Za oba slučaja, maksimalni pritisak u procesu isparavanja je iznosio 30 bara, dok su se razlikovale temperature radnog fluida na izlasku iz isparivača, \mathcal{G}_7 . U trećem analiziranom slučaju ona je iznosila 140°C, dok je u četvrtom bila 150°C. Rezultati proračuna su za ova dva slučaja prikazani u tabelama (6) i (7).

Tabela 6: Stepen korisnosti Kalina ciklusa – 3. slučaj

Mas. odnos	70/30			
$\mathcal{G}_7 [\text{°C}]$	140			
p_{\max} [bar]	30			
p_{\min} [bar]	3	4	5	10
η_t	0,18309	0,16740	0,15286	0,10416

Tabela 7: Stepen korisnosti Kalina ciklusa – 4. slučaj

Mas. odnos	70/30			
$\mathcal{G}_7 [\text{°C}]$	150			
p_{\max} [bar]	30			
p_{\min} [bar]	3	4	5	10
η_t	0,18557	0,16842	0,15416	0,10440

Peta analiza je trebalo pre svega da ustanovi uticaj maksimalnog pritiska radnog fluida na termodinamički stepen korisnosti Kalina ciklusa, a zatim i temperature radnog fluida na izlasku iz isparivača, \mathcal{G}_7 . Zbog toga su, u ovom slučaju, pri stalnom pritisku

kondenzacije koji je iznosio 3 bara, određivani termodinamički stepeni korisnosti pri promenjivim maksimalnim pritiscima i različitim vrednostima temperature radnog fluida na izlazu iz isparivača. Rezultati proračuna prikazani su u tabeli 8.

Tabela 8: Stepen korisnosti Kalina ciklusa – 5. slučaj

70/30						
$p_{\min} = 3$ bar						
p_{\max} [bar]						
30	30	30	30	35	45	55
\mathcal{G}_7 [°C]						
140	150	155	170	180	190	200
η_t						
0,1831	0,1856	0,1861	0,185	0,1948	0,2123	0,225

Konačno, poslednji, šesti analizirani slučaj je trebalo da ustanovi uticaj sastava smeše na promenu termodinamičkog stepena korisnosti Kalina ciklusa. Iz tog razloga, upoređeni su termodinamički stepeni korisnosti za slučaj jedne vrednosti maksimalnog pritiska fluida u ciklusu, 30 bara, i tri vrednosti minimalnog pritiska, 3, 4 i 5 bara, za dva sastava smeše, za maseni odnos amonijaka i vode 70/30 i 90/10. Rezultati proračuna prikazani su u tabeli 9.

Tabela 9: Stepen korisnosti Kalina ciklusa – 6. slučaj

Mas. odnos	\mathcal{G}_7 [°C]	140		
	p_{\max} [bar]	30		
	p_{\min} [bar]	3	4	5
70/30	η_t	0,18309	0,16740	0,15286
90/10	η_t	0,20692	0,18760	0,15515

U nameri da se pri istim radnim režimima direktno uporedi kvalitet rada Rankinovog ciklusa sa organskim fluidom i Kalina ciklusa, za dve temperature fluida na izlazu fluida iz isparivača, 150°C i 155°C i iste maksimalne pritiske od 30 bara i iste minimalne pritiske radnog fluida od 3 bara, određeni su termodinamički stepeni korisnosti ova dva ciklusa. Pri tome, radni fluid Rankinovog ciklusa sa organskim fluidom bio je R245fa, a Kalina ciklusa mešavina amonijaka i vode u masenom odnosu 70/30%. U tabeli (10) su rezultati ovog proračuna.

Tabela 100: Poređenje stepena korisnosti ORC i Kalina ciklusa.

Radni fluid	p_{\max} [bar]	30
	p_{\min} [bar]	3

	\mathcal{G} [°C]	150	155
R245fa	η_t	0,16971	0,17053
NH ₃ /H ₂ O: 70/30%	η_t	0,18557	0,18612

Analizom rezultata može se zaključiti da je u ovom radnom režimu efikasnost Kalina ciklusa veća u odnosu na Rankinov ciklus sa organskim fluidom.

V. ZAKLJUČAK

Na osnovu sprovedene analize može se zaključiti da se toplota iz niskotemperaturnih toplotnih izvora, čija je temperatura 90°C, može iskoristiti pomoću postrojenja koja rade po Rankinovom ciklusu sa organskim fluidima u veoma malom procentu, manjem od 9%, i pretvoriti u električnu energiju. Potvrđeno je da se sa porastom temperature isparavanja radnog fluida povećava termodinamički stepen korisnosti i kod postrojenja koja rade po Rankinovom ciklusu sa organskim fluidom, kao i kod postrojenja koja rade po Kalina ciklusu. Takođe, ustanovljeno je da stepen korisnosti Kalina ciklusa blago raste sa porastom temperature fluida na izlazu iz isparivača, nešto značajnije raste sa porastom udela amonijaka u radnoj smeši, a opada sa porastom minimalnog pritiska. Konačno, ustanovljeno je da pri istim radnim režimima, u slučajevima da temperatura fluida na izlazu iz isparivača ima vrednosti preko 150°C, stepen korisnosti Kalina ciklusa je veći od stepena korisnosti Rankinovog ciklusa sa organskim fluidom.

REFERENCE

- [1] Deepak, K., Gupta, A. V.: Thermodynamic analysis of Kalina cycle configurations for utilisation of geothermal energy, Progress in Industrial Ecology, An International Journal, 2018 Vol.12 No.1/2, pp.164 – 179
- [2] Cleveland, Cutler J. (Ed.) Concise Encyclopedia of the History of Energy, Academic Press, 2009. ISBN 978-0-12-375117-1
- [3] M. N. Karimi, A. Dutta, A. Kaushik, H. Bansal, S. Z. Haque, "A Review of Organic Rankine, Kalina and Goswami Cycle", International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences, 2013, Vol. 3, ISSN 2349-4476.
- [4] F. Wakana, "Preliminary study of binary power plant feasibility comparing ORC and Kalina for low-temperature resources in Rusizi Valley, Burundi, 2013.
- [5] A. Moghees, M. N. Karimi, "Thermodynamics Analysis of Kalina Cycle", International Journal of Science and Research, ISSN (Online): 2319-7064, Vol. 5, March 2016.
- [6] H. Kim Kyoung, "Thermodynamics Analysis of Kalina Based Power and Cooling Cogeneration Cycle Employed Once Through Configuration", Energies, 2019.
- [7] Z. Xinxin, H. Maogang, Z. Ying, "A review of research on the Kalina cycle", Renewable and Sustainable Energy Reviews 16, 2012.
- [8] ***REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0.

AUTORI

Prvi autor – Miloš Banjac, prof. dr, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, mbanjac@mas.bg.ac.rs

Drugi autor – Marija Orlović, master inženjer mašinstva, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, morlovic@mas.bg.ac.rs