Eksergijska analiza podkritičnog organskog Rankinovog ciklusa za iskorišćenje energije biomase

NURDIN I. ČEHAJIĆ, JP Elektroprivreda BiH,

Termoelektrana, Tuzla, Bosna i Hercegovina

SANDIRA S. ELJŠAN, Univerzitet u Tuzli,

Mašinski fakultet, Tuzla, Bosna i Hercegovina

Stručni rad

UDC: 662.63:662.614

DOI: 10.5937/tehnika1803373C

U radu je izvršena eksergijska analiza organskog Rankinovog ciklusa za iskorišćenje energije biomase sa radnim fluidima m-ksilen, MDM, toluen i mješavinom (toluen/MDM/m-ksilen) u procentualnom omjeru 33/33/33. Analizirani su učinci termodinamičkih osobina radnih fluida i mješavine na performanse ORC sa regeneratom, te su termodinamičke osobine radnih fluida i mješavine optimizirani pomoću eksergijske efikasnosti ORC kao objektivne funkcije, primjenom genetskog algoritma. Optimalne vrijednosti performansi ORC ciklusa su komparirane i analizirane pod istim uslovima izvora toplote i definisanim graničnim uslovima. Eksergijska analiza ORC pokazuje da su za iskorišćenje energije biomase pogodniji m-ksilen i toluen, jer u odnosu na MDM (OMTS) i mješavinu (toluen/MDM/m-ksilen) imaju više vrijednosti eksergijske efikasnosti, a samim time i manje ukupne eksergijske gubitke.

Ključne riječi: eksergija, organski Rankinov ciklus, biomasa, radni fluid

1. UVOD

U posljednjih deset godina porastao je interes za iskorišćenje otpadne toplote iz industrije, geotermalne, solarne i energije biomase. Predložen je veliki broj novih tehnoloških rješenja za proizvodnju električne i toplotne energije. Među njima, organski Rankinov ciklus (ORC) je jedna od najčešće korištenih tehnologija, tako da je to danas sazrela tehnologija koja traži dalja istraživanja u cilju poboljšanja stepena efikasnosti. ORC je varijacija klasičnog Rankin-ovog ciklusa u kojem se umjesto vode koriste organski fluidi. Zbog niže temperature isparavanja u odnosu na vodu, moguće je iskorišćavanje niskoentalpijskih izvora toplote sa temperaturama u rasponu od 80°C do 350°C za dobijanje električne i toplotne energije.

Dobrim energentom za upotrebu u ORC postrojenju pokazuje se biomasa koja je široko dostupna, a čine je poljoprivredni, šumski, drvni, komunalni i industrijski otpad. Toplotnu i električnu energiju dobijenu iz ORC i drugih kogeneracijskih postrojenja na

biomasu je najbolje koristiti u malim lokalnim zajednicama gdje postoji određena količina biomase, jer je gustoća energije biomase mala, što povećava troškove transporta.

Izbor radnog fluida za upotrebu u ORC je jedan od najvažnijih zadataka, jer zbog niske temperature izvora toplote postoji i neefikasnost u procesu prenosa toplote sa toplotnog izvora na radni fluid u isparivaču.

Brojni istraživači su koristili razne metode za pronalazak odgovarajućeg radnog fluida i optimizaciju termodinamičkih parametara ORC procesa baziranog na niskoentalpijskom izvoru toplote, pa i biomasi kao takvoj. Saleh i kolege [1] istražili su termodinamičke performanse 31 radnog fluida. Drescher i Bruggeman [2] istražujući ORC na biomasu su predložili metod za nalaženje odgovarajućeg radnog fluida za ORC baziran na biomasi. Dai i dr. [3] su istražujući optimizaciju ORC-a za iskorišćenje niskotemperaturne otpadne toplote analizirali uticaj deset radnih fluida (amonijak, butan, izobutan, R11, R123, R141b, R236ea, R245ca, R113 i vodu) na eksergijsku efikasnost ORC procesa, te su izabrali radni fluid R236ea. Tchanché i dr. [4] su istraživali performanse solarne pogonjenog ORC-a koristeći različite radne fluide. Hung i dr. [5] ispitivali su ORC koristeći radne fluide podijeljene u tri grupe: mokre, suhe i izentropske. Izentropski fluidi su pokazali najveću vrijednost neto rada turbine. Tanaka i

Adresa autora: Nurdin Čehajić, JP Elektroprivreda BiH, Termoelektrana Tuzla, Tuzla, 21. aprila 4, Bosna i Hercegovina

e-mail: nurddin.cephajic@hotmail.com

Rad primljen: 31.10.2017.

Rad prihvaćen: 29.01.2018.

Higashi [6] su istraživali termodinamičke osobine HFO-1234yf, koje su slične osobinama fluida R134a. Calm i Hourahan [7] su istražili sigurnosne, fizičke i okolinske parametre postojećih i alternativnih rashladnih fluida. Schuster i dr. [8] su istražili energetske i ekonomske aspekte ORC aplikacija na biomasu, otpadnu toplotu motora sa unutrašnjim sagorijevanjem i geotermalne, sa grupom radnih fluida. Hung [9] je istraživao uticaj benzena, toluena, p-ksilena, R113 i R123 na efikasnost ORC. Aljundi [10] je istraživao uticaj hidrokarbonata i kritične temperature na termičku efikasnost ORC-a, a istraživanje je rezultiralo radnim fluidima: izobutan, R236ea, C5F12, n-butan, R245fa, neo-pentan i RC318. Liu i dr. [11] su istraživali podkritični ORC sa 28 radnih fluida za iskorištenje otpadne toplote. Kim i dr. [12] su uporedno istražili termodinamičke performanse ORC sa regeneratorskom u radu sa NH₃, R134a, R22, iC4H10, R152a, R143a, C4H10, iC5H12 i nC5H12 na osnovu drugog zakona termodinamike. Pokazano je kako vrijednost ulaznog pritiska u turbinu utiče na eksergijske gubitke na raznim komponentama sistema, ali i na eksergijsku efikasnost sistema. Ertesvag [13] je analizirao industrijska i CHP postrojenja pogonjena biomasom i prirodnim gasom sa primjenom za daljinsko grijanje. Wang i dr. [14] su analizirali uticaj grupe radnih fluida i njihovih termodinamičkih osobina na termičku i eksergijsku efikasnost ORC ciklusa. Mago i dr. [15] su analizirali performanse ORC postrojenja za osam radnih fluida i pokazali varijaciju eksergijske i termičke efikasnosti ORC-a u zavisnosti od vrijednosti temperature na ulazu u turbinu. Liu i dr. [16] su analizirali uticaj temperature otpadne toplote na eksergijsku efikasnost za 28 radnih fluida. Najbolje rezultate su pokazali radni fluidi: R717, R600a, R142b i R114.

2. TERMODINAMIČKA ANALIZA PODKRITIČNOG ORC

Na slici 1. prikazan je ORC koji se sastoji se od isparivača, turbine, regeneratora, kondenzatora i pumpe. Ako je temperatura na izlazu iz turbine (tačka 2) viša od temperature na izlazu iz pumpe (tačka 4), može se koristiti unutarnji izmjenjivač toplote (regenerator).

Slika 1 - Referentni ORC proces sa regeneratorskom

Ovaj izmjenjivač toplote je na slici 1 predstavljen sa dodatnim tačkama stanja 2a i 4a.

Na slici 2 je prikazan T-s dijagram radnog fluida sa pozitivnim nagibom krive promjene agregatnog stanja (suhi radni fluid).

Slika 2 - T-s dijagram podkritičnog ORC sa regeneratorskom

Radni fluid napušta kondenzator kao zasićena tečnost (stanje u tački 3) i zatim se u pumpi komprimira do podkritičnog pritiska (tačka 4). Radni fluid se u regeneratorskom zagrijava na račun ekspanzije pare iz turbine i kao takav ulazi u isparivač (tačka 4a). U isparivaču radni fluid pri konstantnom pritisku preuzima toplotu od termičkog ulja koje se nalazi u zatvorenom primarnom krugu. Zagrijavanjem radnog fluida u isparivaču on prelazi u parnu fazu i kao suhozasićena para (tačka 1) ulazi u turbinu gdje nakon ekspanzije para dolazi u stanje 2, koje se nalazi u pregrijanom području. Nakon ekspanzije radni fluid ulazi u regenerator gdje mu se oduzima toplota na račun sopstvenog zagrijavanja kada je u tečnoj fazi (stanje od 4 do 4a). Radni fluid u takvom stanju prolazi kroz kondenzator gdje mu se oduzima toplota, sve dotle dok ne postane zasićena tečnost (tačka 3), čime se ciklus zatvara.

U idealnom procesu ekspanzija i sabijanje se odvijaju izentropski ($s = \text{const.}$), a procesi isparavanja i kondenzacije su izobarni ($p = \text{const.}$). U realnim procesima se dešavaju gubici pa je stepen efikasnosti ovih procesa manji od idealnog.

Zbog termodinamičkih nepovratnosti koje se javljaju u svakoj od komponenti, kao što je neizentropska ekspanzija, neizentropska kompresija i prenos toplote preko konačne razlike temperatura, primjenit će se metoda eksergijske analize za procjenu performansi kogeneracijskog ORC postrojenja za iskorištenje toplote nastale sagorijevanjem biomase.

2.1 Proces 4a - 1 (isparivač)

Pri stalnom pritisku radni fluid apsorbira toplotu termičkog ulja koja se računa:

$$Q = m_{rf} \cdot (h_1 - h_{4a}) \quad (1)$$

pa je protok radnog fluida:

$$m_{rf} = \frac{Q}{h_1 - h_{4a}} \quad (2)$$

gdje su: Q količina toplote, m_{rf} maseni protok radnog fluida, h_1 i h_{4a} specifične entalpije radnog fluida na ulazu u turbinu i isparivač, respektivno.

Eksergija na ulazu u isparivač se računa:

$$E_{u,isp,r} = E_{ulja} + E_{4a} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{ulja}}\right) Q + m_{rf}(h_{4a} - T_0 \cdot s_{4a}) \quad (3)$$

gdje su: T_0 i T_{ulja} temperature okoline i termičkog ulja, dok su s_1 i s_{4a} specifične entropije radnog fluida na ulazu u turbinu i isparivač, respektivno.

Eksergija na izlazu iz isparivača:

$$E_{i,isp} = m_{rf} \cdot (h_1 - T_0 \cdot s_1) \quad (4)$$

Eksergijski gubici isparivača (I_{isp}) se računaju:

$$I_{isp} = E_{u,isp} - E_{i,isp} \quad (5)$$

2.2 Proces 1-2 (turbina)

U turbini se odvija neizentropska ekspanzija radnog fluida. Izentropska efikasnost turbine (η_t) se može izraziti kao:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2i}} \quad (6)$$

gdje su: h_2 i h_{2i} specifične entalpije radnog fluida na izlazu iz turbine pri neizentropskoj i izentropskoj ekspanziji, respektivno.

Snaga turbine (W_t) se računa:

$$W_t = m_{rf} \cdot (h_1 - h_2) \quad (7)$$

Eksergija na ulazu u turbinu:

$$E_{u,t} = m_{rf} \cdot (h_1 - T_0 \cdot s_1) \quad (8)$$

Eksergija na izlazu iz turbine se računa prema:

$$E_{i,t} = \eta_{el} \cdot m_{rf}(h_1 - h_2) + m_{rf}(h_2 - T_0 \cdot s_2) \quad (9)$$

Eksergijski gubici turbine (I_t) su:

$$I_t = E_{u,t} - E_{i,t} \quad (10)$$

2.3. Proces 2-2a i 4-4a (regenerator)

Eksergija na ulazu u regenerator je:

$$E_{u,reg} = m_{rf}[h_2 + h_4 + T_0 \cdot (s_2 + s_4)] \quad (11)$$

Eksergija na izlazu iz regenerata je:

$$E_{i,reg} = m_{rf}[h_{2a} + h_{4a} + T_0 (s_{2a} + s_{4a})] \quad (12)$$

Eksergijski gubici regenerata se definiraju:

$$I_{reg} = E_{u,reg} - E_{i,reg} \quad (13)$$

2.4. Proces 2a-3 (kondenzator)

U kondenzatoru se pri stalnom pritisku oduzima toplota od radnog fluida i predaje vodi za grijanje. Maseni protok vode za grijanje se određuje:

$$m_v = \frac{m_{rf} \cdot (h_{2a} - h_3)}{h_{2v} - h_{1v}} \quad (14)$$

gdje su: m_v maseni protok vode, a h_{2a} i h_3 specifične entalpije radnog fluida u tačkama 2a i 3, a h_{2v} i h_{1v} specifične entalpije tople vode na izlazu i ulazu kondenzatora, respektivno.

Eksergija na ulazu u kondenzator se računa:

$$E_{u,k} = m_{rf}(h_{2a} - T_0 \cdot s_{2a}) + m_v \cdot e_{1v} \quad (15)$$

gdje je: e_{1v} specifična eksergija tople vode na ulazu u kondenzator

Eksergija na izlazu iz kondenzatora se računa:

$$E_{i,k} = m_v \cdot e_{2v} + m_{rf}(h_3 - T_0 \cdot s_3) \quad (16)$$

Eksergijski gubici kondenzatora se definiraju:

$$I_k = E_{u,k} - E_{i,k} \quad (17)$$

2.4. Proces 3-4 (pumpa)

U pumpi se odvija neizentropska kompresija kondenzata radnog fluida. Izentropska efikasnost pumpe se definira:

$$\eta_p = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4i}} \quad (18)$$

Snaga pumpe se računa:

$$W_p = m_{rf} \cdot (h_4 - h_3) \quad (19)$$

Eksergija na ulazu u pumpu je:

$$E_{u,p} = m_{rf} \cdot (h_3 - T_0 \cdot s_3) \quad (20)$$

Eksergija na izlazu iz pumpe:

$$E_{i,p} = m_{rf} \cdot (h_4 - T_0 \cdot s_4) \quad (21)$$

gdje su: h_4 i h_{4i} specifične entalpije radnog fluida na izlazu iz pumpe pri neizentropskoj i izentropskoj kompresiji, respektivno, dok su s_3 i s_4 specifične entropije radnog fluida u tačkama 3 i 4 sa slike 2.

Eksergijski gubitak pumpe (I_p) se može definirati:

$$I_p = E_{u,p} - E_{i,p} = m_{rf} \cdot T_0 \cdot (s_4 - s_3) \quad (22)$$

2.5 Eksergijska efikasnost ORC

Eksergija na ulazu u ORC se određuje prema:

$$E_{u,ORC} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{ulja}}\right) \cdot Q \quad (23)$$

Eksergija na izlazu iz ORC kada se uzima u obzir izlazna eksergija tople vode za grijanje se računa:

$$E_{i,ORC} = \eta_{el} \cdot m_{rf}(h_1 - h_2) + m_v(h_{2v} - h_{1v}) \quad (24)$$

Eksergijski gubici ORC se definiraju:

$$I_{ORC} = E_{u,ORC} - E_{i,ORC} \quad (25)$$

Eksergijski stepen iskorištenja ORC se računa:

$$\eta_{ex,ORC} = \frac{E_{i,ORC}}{E_{u,ORC}} = \frac{E_{u,ORC} - I_{ORC}}{E_{u,ORC}} = 1 - \frac{I_{ORC}}{E_{u,ORC}} \quad (26)$$

3. IZBOR RADNOG FLUIDA I OPTIMIZACIONA METODA

Do grupe od tri radna fluida i mješavine radnih fluida za upotrebu u ORC procesu za korištenje energije biomase se došlo na osnovu unaprijed definisanih kriterija prihvatljivosti i to:

- Maksimalna temperatura radnog fluida pri minimalnoj temperaturi toplote dimnih plinova mora biti manja za minimalnu temperaturnu razliku neophodnu za prenos toplote:

$$t_{rf\ max} \leq t_{p\ min} - 8^{\circ}C \quad (27)$$

- Da bi se izbjegao mali entalpijski pad u turbini razlika kritične temperature i temperature kondenzacije radnog fluida treba biti:

$$t_{rf\ max} - t_{kond} \geq 60^{\circ}C \quad (28)$$

- Za usvojenu temperaturu kondenzacije od 88°C pritisak kondenzacije radnih fluida treba biti jednak ili veći od 0,02 bar.
- Prihvatljivost radnih fluida s obzirom na njihov uticaj na efekat globalnog zatopljenja (GWP) i to:

$$GWP < 2150$$

- Prihvatljivost radnih fluida s obzirom na njihov uticaj na efekat trošenja ozonskog sloja (ODP):

$$ODP = 0$$

- Kako je maksimalna temperatura izvora toplote na nivou od 300°C, svi radni fluidi treba da imaju temperaturu smaozapaljenja veću od temperature pare izvora toplote umanjenu za 5°C, odnosno:

$$t_{samozap} > t_{p\ max} - 5^{\circ}C \quad (29)$$

U tabeli 1. su dati neki od radnih fluida koji su zadovoljili postavljene kriterije za korištenje u podkritičnom ORC sistemu na biomasi.

Tabela 1. Izabrani radni fluidi

	Hemijska formula	Molarna masa [kg/kmol]	t_k [°C]	p_k [bar]
Toluen	C ₇ H ₈	92,138	318,60	41,26
M-ksilen	C ₈ H ₁₀	106,16	343,74	35,35
MDM (OMTS)	C ₈ H ₂₄ O ₂ S i ₃	236,53	290,94	14,15
Mješavina (Toluen/MDM/ m-ksilen)	-	143,48	317,77	29,94

Termodinamičke osobine radnih fluida su izračunate iz baze NIST Refprop [17].

Uticaj termodinamičkih osobina radnih fluida i mješavine iz tabele 1. na eksergijsku efikasnost podkritičnog ORC sa regeneratom je analiziran pod istim uslovima izvora toplote, kao i drugim unaprijed definisanim uslovima, tabela 2.

Tabela 2. Specifikacija ORC uslova

Opis	Vrijednost
Temperatura termičkog ulja	289°C
Temperatura izlazne vode iz kondenzatora	80°C
Temperatura vode na ulazu u kondenzator	60°C
Temperatura okoline	20°C
Razlika pinč temperatura u kondenzatoru	8°C
Razlika pinč temperatura u isparivaču	8°C
Razlika pinč temperatura u regeneratu	8°C
Dovedena količina toplote u isparivaču	1000 kJ
Izotropska efikasnost turbine	0,85
Izotropska efikasnost pumpe	0,65
Električna efikasnost generatora	0,98

U ovom radu su analizirani uticaj temperature i pritiska na ulazu u turbinu na eksergijsku efikasnost kogeneracijskog ORC postrojenja, datog pomoću izraza (26). Pri optimizaciji ORC postrojenja zanemarit će se pad pritiska u cijevima, kao i toplotni gubici u isparivaču, kondenzatoru, turbini i pumpi.

Za optimizaciju eksergijske efikasnosti ORC za radne fluide i mješavinu (toluen/MDM/m-ksilen) iz tabele 2. je korišten genetski algoritam sa realnim brojevima.

Klasičan genetski algoritam se može opisati sljedećim koracima:

- Generisanje proizvoljne početne populacije
- Određivanje fitnes vrijednosti svih elemenata populacije
- Kreiranje skupa za ukrštanje
- Izbor učesnika operacije ukrštanja iz skupa za ukrštanje
- Generisati proizvoljan broj u opsegu (0, 1). Ako je taj broj manji od vjerovatnoće ukrštanja p_c (usvojena vrijednost u ovom radu je $p_c = 0,7$), izvršiti operaciju ukrštanja i potomke smjestiti u novu populaciju. U suprotnom, selektovane učesnike operacije ukrštanja prosljediti u novu populaciju

- Izvršiti operaciju mutacije sa vjerovatnoćom p_m nad elementima nove populacije (usvojena vrijednost u ovom radu $p_m = 0,1$)
- Ako je zadovoljen kriterijum zaustavljanja naći najbolje rješenje u novoj populaciji, u suprotnom nova populacija postaje trenutna populacija i algoritam se vraća na korak 2.

4. REZULTATI I DISKUSIJA

Na slici 3 i slici 4 su prikazani rezultati eksergijske efikasnosti podkritičnog ORC sistema sa regeneratom za predizabrane radne fluide i mješavinu radnih fluida, u zavisnosti od temperature i pritiska na ulazu u turbinu.

Sa slike 3 i slike 4 se vidi da svi izabrani radni fluidi i mješavina sa porastom temperature i pritiska na ulazu u turbine postižu više vrijednosti eksergijske efikasnosti.

Svoje optimalne vrijednosti eksergijske efikasnosti dostižu pri maksimalnim vrijednostima temperature i pritiska na ulazu u turbinu.

Najveću vrijednost eksergijske efikasnosti ORC sistema ima m-ksilen sa $\eta_{exORC}=69,20\%$, dok toluen ima nešto nižu vrijednost od $\eta_{exORC}=69,09\%$.

Zbog male razlike u vrijednostima eksergijske efikasnosti između m-ksilen i toluen radnog fluida u nastavku rada će se dodatno komparirati ova dva radna fluida na osnovu drugih parametara kao što su: veličina komponenti ORC i mogućnosti generiranja toplotne i električne energije.

Slika 3 - Eksergijska efikasnost ORC u zavisnosti od temperature na ulazu u turbine

Najnižu vrijednost eksergijske efikasnosti pri optimalnoj temperaturi na ulazu u turbinu od 270°C ima MDM radni fluid sa $\eta_{exORC}=60,57\%$, dok se kriva eksergijske efikasnosti mješavine (toluen/MDM/m-ksilen) nalazi između krivih radnih fluida od kojih je formirana sa eksergijskom efikasnošću od $\eta_{exORC}=65,71\%$.

Slika 4 - Eksergijska efikasnost ORC, u zavisnosti od pritiska na ulazu u turbinu

Na slikama 5. i 6., su prikazane varijacije eksergijske efikasnosti ORC za m-ksilen i toluen, u zavisnosti od pritiska i temperature na ulazu u turbinu.

Slika 5 - Varijacije eksergijske efikasnosti ORC modula sa m-ksilen radnim fluidom

Slika 6 - Varijacije eksergijske efikasnosti ORC modula sa toluen radnim fluidom

Rezultati eksergijskih gubitaka podkritičnog ORC sa regeneratom su dati na slikama 7 i 8. Sa slike 7 se vidi da m-ksilen proizvodi najmanje eksergijske gubitke, kao i dobro poklapanje krivih eksergijskih gubitaka za m-ksilen i toluen radni fluid. Sa slike 8 se jasnije uočava razlika u eksergijskim gubicima ova dva radna fluida.

Slika 7 - Eksergijski gubici ORC sa regenerativom u zavisnosti od temperature na ulazu u turbinu

Slika 8 - Eksergijski gubici ORC sa regenerativom u zavisnosti od pritiska na ulazu u turbinu

Sa slika 7 i 8 se vidi da se sa porastom temperature i pritiska na ulazu u turbinu smanjuju eksergijski gubici za sve radne fluide i mješavinu, što doprinosi višim vrijednostima eksergijske efikasnosti ORC (slika 3 i 4).

Raspodjela eksergijskih gubitaka komponenata ORC pri optimalnoj temperaturi na ulazu u turbinu od 270°C je prikazana na slici 9, dok su ukupni eksergijski gubici ORC sa izabranim radnim fluidima i mješavinom dati na slici 10.

Slika 9 - Eksergijski gubici komponenti ORC

Slika 10 - Ukupni eksergijski gubici ORC

Sa slike 9 se jasno vidi da svi radni fluide i mješavina (toluen/MDM/m-ksilen) imaju najveće vrijednosti eksergijskih gubitaka u isparivaču, a najmanje u pumpi.

Komparirajući m-ksilen i tolue radni fluid, sa slike 9 se vidi da m-ksilen ima manje gubitke u isparivaču i turbini, a tolue u regenerativu i neznatno niže u kondenzatoru, što doprinosi da su ukupni eksergijski gubici m-ksilen radnog fluida nešto niži od tolue radnog fluida, slika 10.

Također, sa slike 10 se vidi da MDM radni fluid ima najviše vrijednosti ukupnih eksergijskih gubitaka, što je razlog za najnižu vrijednost eksergijske efikasnosti ORC.

Na slici 11 prikazani su rezultati eksergijske analize ORC za gustine radnih fluida na izlazu iz turbine pri optimalnim vrijednostima temperature i pritiska na ulazu u turbinu.

Slika 11 - Vrijednosti gustine radnih fluida na izlazu turbine ORC, pri optimalnim vrijednostima temperature i pritiska na ulazu u turbinu

Sa slike 11 vidi se da je gustina na izlazu iz turbine za tolue gotovo 2,5 puta veća od gustine m-ksilena. Manja vrijednost gustine na izlazu iz turbine ORC sa tolue radnim fluidom dovodi do manjih dimenzija turbine i kondenzatora. Najmanju vrijednost gustine na izlazu iz turbine ima m-ksilen, pa će imati i najveće dimenzije turbine.

Shodno vrijednostima eksergijske efikasnosti, najveću električnu snagu kod ORC sa regeneratom ima m-ksilen, zatim slijede toluen, mješavina i MDM radni fluid, slika 12.

Slika 12 - Električna snaga ORC sa regeneratom, pri optimalnim vrijednostima temperature i pritiska na ulazu u turbinu

Raspoloživa toplota nastala kao produkt razmjene toplote u kondenzatoru između pare radnog fluida i rashladne vode je prikazana na slici 13. Vrijednosti raspoložive toplote se odnose na optimalnu vrijednost temperature na ulazu u turbinu od $t_1=270^\circ\text{C}$. Najveću vrijednost raspoložive toplote ima ORC sa MDM, zatim sa mješavinom (m-ksilen/toluen/MDM) i onda slijede m-ksilen i toluen sa gotovo približnim vrijednostima od 113,22 kW i 112,85 kW, respektivno. Procentualna razlika ovih vrijednosti iznosi 0,32% u korist m-ksilen radnog fluida.

Slika 13 - Raspoloživa toplota ORC sa regeneratom

4. ZAKLJUČAK

Aromatski ugljikovodici (m-ksilen i toluen) u odnosu na siloksan MDM i mješavinu (toluen/MDM/-m-ksilen) imaju više vrijednosti eksergijske efikasnosti ORC sa regeneratom.

Komparirajući međusobno aromatske ugljikovodike, ORC sa m-ksilen radnim fluidom postiže maksimalnu vrijednost eksergijske efikasnosti za iste uslove izvora toplote. Međutim m-ksilen u odnosu na

toluen ima nešto višu vrijednost specifične zapremine na izlazu iz turbine što će dovesti do većih dimenzija komponenti ORC.

Mješavina radnih fluida (MDM/toluen/m-ksilen) u procentualnom omjeru 33/33/33 daje eksergijsku efikasnost ORC čija je vrijednost približno srednja vrijednost eksergijskih efikasnosti komponenti od koji je mješavina formirana.

Predizabrani radni fluidi i mješavina spadaju u grupu suvih fluida pa nije potrebno pregrijavanje radnog fluida jer bi ekspanzija završila daleko u pregrijanom području, a što bi eventualno bilo izgubljeno u kondenzatoru. Suhi radni fluidi nakon ekspanzije u turbini završavaju u pregrijanom području što sprečava nastanak korozije lopatica turbine.

Izbor optimalnog radnog fluida za ORC na biomasu u rasponu maksimalnih temperatura od 170°C do 270°C na ulazu u turbinu, ne treba samo zasnivati na eksergijskoj efikasnosti, već i na veličini komponenti ORC (turbine i kondenzatora).

LITERATURA

- [1] Saleh B, Koglbauer G, Wendland M, Fischer J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, *Energy*, Vol. 32, pp. 1210–1221, 2007.
- [2] Drescher U, Bruggemann D. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 223–228, 2007.
- [3] Dai Y, Wang J, Gao L. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, pp. 576–582, 2009.
- [4] Tchanche BF, Papadakis G, Frangoudakis A. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle, *Energy*, Vol. 35, pp. 2468–2476, 2009.
- [5] Hung TC, Wang SK, Kuo CH, Pei BS, Tsai KF. A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources, *Energy*, 35, 1403–1411, 2010.
- [6] Tanaka K, Higashi Y. Thermodynamic properties of HFO - 1234yf (2,3,3,3 - tetrafluoropropene), *International journal of refrigeration*, Vol. 33, pp. 474–479, 2010.
- [7] Calm JM, Hourahan GC. Physical, Safety and Environmental data for current and alternative Refrigerants, *ICR 2011*, Prague, Czech Republic, 21 – 26 – August 2011.
- [8] Schuster A, Karellas S, Kakaras E, Spliethoff H. Energetic and economic investigation of Organic

- Rankine Cycle applications, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 1809-1817, 2009.
- [9] Hung TC. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids, *Energy Conversion and Management*, Vol. 42, pp. 539-553, 2001.
- [10] Aljundi HI. Effect of dry hidrocarbons and critical point temperature and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle, *Renewable Energy*, 1-7, 2010.
- [11] Liu C, He C, Gao H, Xu X, Xu J. The Optimal Evaporation Temperature of Subcritical ORC Based on Second Law Efficiency for Waste Heat Recovery, *Entropy*, Vol. 14, pp. 491-504, 2012.
- [12] Kim KH, Ko HJ, Kim SW. Exergy analysis of organic Rankine cycle with internal heat exchanger, *International journal of materials, mechanics and manufacturing*, Vol. 1, 2013.
- [13] Ertesvag IS. Exergetic comparison of efficiency indicators for combined heat and power (CHP), *Energy* 32, pp. 2038–2050, 2007.
- [14] Wang D, Ling X, Peng H. Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low tempearture waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 48, pp. 63-71, 2012.
- [15] Mago P. J, Chamra LM, Somayaji C. Performance analysis of diferent working fluids for use in organic Rankine cycles, *Proc. ImechE*, Vol. 221, pp. 255-265, 2007.
- [16] Liu C, He C, Gao H, Xu X, Xu J. The optimal evaporation temperature of subctitical ORC based on second law efficiency for waste heat recovery, *Entropy* 14, pp. 491-504, 2012.
- [17] Standard Reference Database 23, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP 8.0, National Institute of Standards and Technology, US, 2007

SUMMARY

EXERGY ANALYSIS OF SUB-CRITICAL ORGANIC RANKIN CYCLE FOR THE ENERGY UTILIZATION OF BIOMASS

In this paper, an exergy analysis of the organic Rankin cycle for the utilization of biomass energy with working fluids m-xylene, MDM, toluene and a mixture (toluene/MDM/m-xylene) was carried out in a 33/33/33 ratio. The effects of thermodynamic properties of working fluids and mixtures on ORC performance with the regenerator were analyzed, and the thermodynamic properties of working fluids and mixtures were optimized by the exergy efficiency of ORC as an objective function using a genetic algorithm. The optimal performance values of the ORC cycles are compared and analyzed under the same heat source conditions and defined boundary conditions. The experimental analysis of the ORC shows that biomass energy is more suitable for m-xylene and toluene because compared to MDM (OMTS) and mixture (toluene/MDM/m-xylene) there are more values of exergy efficiency and thus less total exergy losses.

Key words: exergy, organic Rankin cycle, biomass, working fluid