

Matematički modeli sistema za hlađenje pokretanih energijom sunčevog zračenja

Marija Vasilev, Miloš Banjac

* Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, Kraljice Marije 16, Beograd

Rezime - S obzirom na sve intenzivnije i očiglednije promene klime i porast globalne temperature, a istovremeno i na rast svetske populacije i ubrzane procese migracije stanovništva iz ruralnih u urbane sredine, potrošnja energije za hlađenje stambenog i poslovnog prostora je u stalnom porastu, sa tendencijom da će se i dalje ubrzano uvećavati. Sa druge strane, s obzirom na danas opšteprihvaćenu teoriju da je porast globalne temperature prouzrokovan povećanim antropogenim emisijama gasova sa efektom staklene bašte, kao jedan od ključnih načina za usporavanje njenog porasta ustanovljen je princip neophodnosti prelaska sa fosilnih goriva na korišćenje obnovljivih izvora energije (OIE). U tom smislu, povezujući porast potreba za energijom za hlađenje i prelazak na korišćenje OIE, kao optimalno rešenje nameće se korišćenje sunčeve energije za potrebe hlađenja. U prilog tome idu činjenice da je, među svim vrstama OIE, korišćenje sunčeve energije najperspektivnije jer je neiscrpno, svuda dostupno i gotovo bez efekata zagađivanja okoline. Pored toga, potrebe za hlađenjem su najveće upravo kada i sunčevo zračenje dostiže svoj maksimum, a i potreba za hlađenjem je veća u oblastima sa toplijom klimom. Jedna od mogućih tehnologija koje omogućavaju ostvarivanje procesa hlađenja pomoću sunčeve energije predstavljaju apsorpcioni rashladni sistemi. Usled razvijanja sve efikasnijih sistema za prikupljanje i skladištenje sunčeve energije, postoji mnogo razloga za sve veće istraživanje u oblasti apsorpcionih rashladnih sistema. Pored objašnjenja principa rada i sagledavanja energetske tokova, te određivanja energetske stepena korisnosti ovih sistema u ovom radu su predstavljeni do sada razvijeni matematički modeli sistema za hlađenje pokretanih energijom sunčevog zračenja i izvršena njihova termodinamička analiza.

Ključne reči - solarno hlađenje, apsorpcioni rashladni sistemi, matematički modeli

I UVOD

Porast globalne temperature, zajedno sa porastom broja i veličinom urbanih termičkih ostrva, u kojima je još više izražen porast lokalne temperature vazduha, za posledicu ima sve veću potrošnju energije za potrebe hlađenja stambenog i poslovnog prostora. Budući da se predviđa da će do 2050. godine 68% svetske populacije živeti u urbanim sredinama, što zajedno sa ukupnim rastom svetske populacije znači da će još dodatnih 2,5 milijardi ljudi živeti u urbanim sredinama [1, 2]. Kako će oni živeti u objektima dominatno izgrađenim od betona i okruženi površinama prekrivenim asfaltom, dakle u okruženju koje će stvarati termička ostrva, to će dodatno uticati na dalji i sve brži rast potrošnje energije, pre svega električne energije za potrebe

hlađenja prostora. Pored povećane potrošnje električne energije, koja će još zasigurno dugi niz godina u većoj meri biti proizvedena iz fosilnih goriva, poseban problem predstavljaće i potreba zamene preopterećene postojeće distributivne mreže, kako bi joj se povećao kapacitet i omogućilo zadovoljenje povećanih potreba za njenom potrošnjom.

Kao jedan od mogućih načina, kojim bi bar u domenu potreba za hlađenjem mogli da se prevaziđu ovi problemi, očekuje se da će biti korišćenje potpuno autonomnih i održivih tehnologija koje omogućavaju solarno hlađenje. Trenutno postoje dve izvedbe ovih sistema: kompresorski rashladni sistemi koji se pogone električnom energijom proizvedenom preko fotonaponskih panela i sorpcioni rashladni sistemi, koji se pogone toplotom dobijenom iz termosolarnih panela.

Sorpcioni rashladni sistemi se u zavisnosti od procesa mogu podeliti u adsorpcione i apsorpcione rashladne sisteme. Proces adsorpcije je proces adhezije atoma, jona i molekula gasa ili tečnosti na neku površinu na čijoj se površini zadržavaju i ne prodiru je. Proces apsorpcije je fizičko-hemijski proces rastvaranja atoma, molekula ili jona jedne materije u odgovarajući gas ili tečnost. U poređenju sa apsorpcionim, adsorpcioni rashladni sistemi imaju manju vrednost koeficijenta hlađenja (*EER* - *Energy Efficiency Ratio*) [3].

Apsorpcioni rashladni sistemi se prema tipu mogu podeliti na otvorene i zatvorene. U sistemima otvorenog tipa, lakše isparljiva komponenta rastvora umesto u kondenzator odlazi u atmosferski vazduh, dok se kod zatvorenog tipa ona kondenzuje u kondezatoru [4]. Pored toga, sistemi zatvorenog tipa, mogu se podeliti na one koje rade kontinualno i one koji rade sa prekidima [5]. Prema broju stepeni u kojima se ostvaruje proces apsorpcije, razlikuju se jednostepeni, dvostepeni i višestepeni solarni apsorpcioni rashladni sistemi [3].

Radni fluidi zatvorenih apsorpcionih rashladnih sistema koji rade kontinualno su najčešće dvokomponentni radni fluidi, odnosno binarne smeše. Binarnu smešu (rastvor) čine lakše isparljiva komponenta i teže isparljiva komponenta (apsorbent). Najčešće korišćene kombinacije radnih fluida u apsorpcionim rashladnim sistemima su litijum bromid-voda ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) i amonijak-voda ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) [6, 7]. U prvom slučaju lakše isparljiva komponenta je voda, a u drugom amonijak. Pored toga, kao radni fluidi mogu se koristiti i drugi fluidi kao što su: $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$, $\text{LiCl-H}_2\text{O}$, glicerol-voda itd. [8].

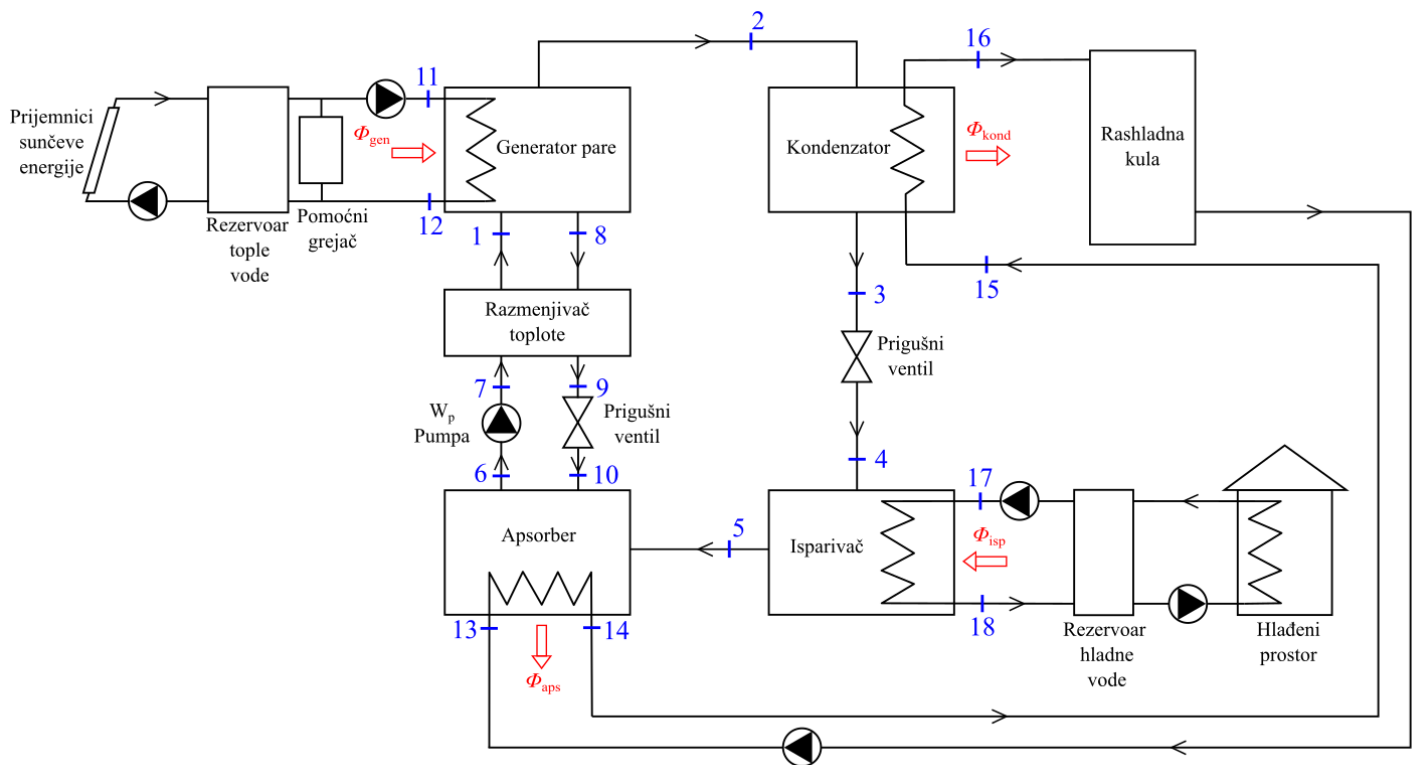
Koeficijenti hlađenja (*EER*) apsorpcionih sistema pogonjenih sunčevom energijom imaju jako malu vrednost: jednostepeni svega 0,6-0,8 [9], dvostepeni 1,4 i trostepeni 1,8 [10]. Mala

efikasnost, tj. niske vrednosti EER posledica su relativno niske vrednosti temperature izvora toplote. Dvostepeni i trostepeni apsorpcioni sistemi imaju veću vrednost EER jer se primenjuju pri većim razlikama između temperatura kondenzacije i isparavanja. Takođe, EER sistema koji rade sa $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ kao radnim fluidom su veći od sistema koji rade sa drugim radnim fluidima [11].

Od svih vrsta obnovljivih izvora energije (OIE), korišćenje sunčeve energije je najperspektivnije jer je sunčeva energija neiscrpna, svuda dostupna i gotovo bez efekata zagađivanja okoline. Istovremeno, budući da su potrebe za hlađenjem najveće upravo kada i sunčevo zračenje dostiže svoj maksimum, to čini apsorpcione rashladne sisteme pogonjene sunčevom energijom perspektivnim. Rad solarnih rashladnih sistema

izložen je brojnim ograničenjima, poput neprekidnosti snabdevanja energijom, niske koncentracije energije i složenosti u regulaciji i sl. [12]. Zbog toga, kako bi se postigla što veća efikasnost, solarni rashladni sistemi moraju biti pažljivo projektovani u skladu sa specifičnostima radnih uslova, rada prijemnika sunčeve energije itd. Kako su eksperimentalna ispitivanja radnih parametara složena i finansijski i tehnički veoma zahtevna [11], uobičajeno je njihovo ponašanje pratiti preko odgovarajućih matematičkih modela.

S obzirom da su u primeni najčešće jednostepeni apsorpcioni rashladni sistemi [9], kao i da je njihovo ponašanje nešto jednostavnije, u ovom radu su prikazani do sad razvijeni matematički modeli upravo ovih sistema za hlađenje i sprovedena je njihova termodinamička analiza.



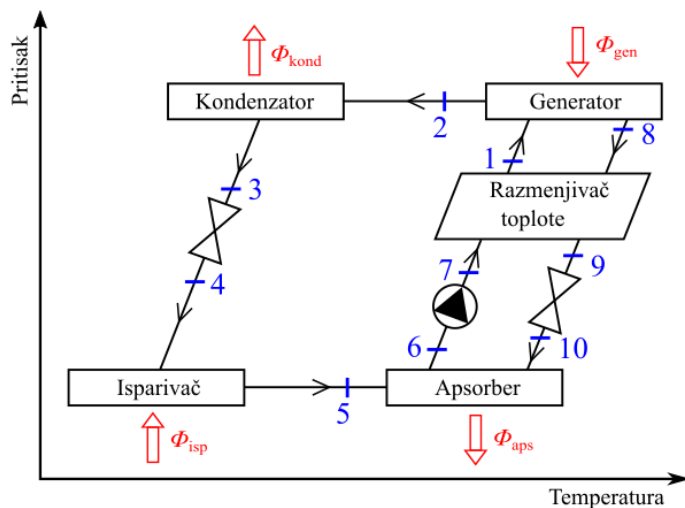
Slika 1. Šema jednostepenog zatvorenog solarnog apsorpcionog rashladnog sistema sa kontinualnim radom

II OPIS RADA SISTEMA

Šema jednostepenog zatvorenog solarnog apsorpcionog rashladnog sistema sa kontinualnim radom je prikazana na Slici 1. Sistem sačinjavaju prijemnici sunčeve energije (PSE), apsorpcioni rashladni uređaj (generator, kondenzator, isparivač, apsorber, prigušni ventili, pumpa, razmenjivač toplote), akumulacioni rezervoar toplote, pomoćni grejač i rashladna kula. PSE primaju toplotu sunčevog zračenja i zagreva se voda u akumulacionom rezervoaru tople vode. Kada ne postoji potreba za hlađenjem prostora, sunčeva energija se akumulira u rezervoaru. Međutim, kada sunčeva energija nije dovoljna da zagreje vodu do nivoa potrebne temperature na ulazu u generator, uključuje se pomoćni grejač kao pomoćni izvor toplote kako bi se radnom fluidu na ulazu u generator obezbedila dovoljno visoka temperatura. U generatoru dvokomponentnom radnom

fluidu (stanje 1) (Slika 3) predaje se toplotni protok Φ_{gen} pri čemu samo lakše isparljiva komponenta smeše isparava (stanje 2), a u generatoru ostaje slabi rastvor dvokomponentnog radnog fluida (stanje 8). Isparela, lakše isparljiva komponenta stanja 2 se odvodi u kondenzator gde se predajući toplotni protok toplotnom ponoru Φ_{kond} u rashladnoj kuli najpre hladi, a potom potpuno kondenzuje (stanje 3). Nastali kondenzat lakše isparljive komponente se u prigušnom ventilu adijabatski prigušuje na pritisak isparavanja (stanje 4). U prigušnom ventilu se istovremeno sa procesom snižavanja pritiska lakše isparljive komponente ostvaruje i proces snižavanja njegove temperature. Lakše isparljiva komponenta stanja 4, u stanju vlažne pare, odvodi se u isparivač gde joj fluid, kojim se ostvaruje hlađenje prostora predaje toplotni protok Φ_{isp} . Fluid, kojim se ostvaruje hlađenje prostora odvodi se najpre do rezervoara hladne vode, a odatle koristi za hlađenje prostora. Ovaj fluid predstavlja

niskotemperaturni toplotni izvor apsorpcionog uređaja. U slučaju da nema pregrevanja, lakše isparljiva komponenta stanja 5 nalazi se u stanju suvozasicene pare. Ova para se odvodi u apsorber gde je apsorbuje slabi rastvor, doveden iz generatora. Slabi rastvor iz generatora, stanja 8, pre uvođenja u apsorber, hladi se u rekuperativnom razmenjivaču toplote, a zatim u prigušnom ventilu prigušuje na pritisak apsorpcije (stanje 9). Obogaćeni rastvor nastao mešanjem lakše isparljive komponente i slabog rastvora u apsorberu, dodatno se hladi, što mu omogućava da dodatno apsorbuje lakše isparljivu komponentu i pređe u stanje obogaćenog rastvora (stanje 6). Obogaćeni rastvor se odvodi u pumpu gde mu se povećava pritisak (stanje 7), a potom prolazi kroz rekuperativni razmenjivač toplote gde se zagreva na račun hlađenja oslabljenog rastvora. Ovim zagrevanjem obogaćeni rastvor prevodi se u polazno stanje 1.



Slika 2. *p-T* dijagram jednostepenog apsorpcionog rashladnog ciklusa [9]

III MATEMATIČKI MODELI

Modeliranje rada ovog sistema zasniva se na formiranju bilansa energije za svaki podsistem, odnosno komponentu, pri čemu se svaka komponenta sistema tretira kao pojedinačna kontrolna zapremina.

Prijemnik sunčeve energije (PSE)

Pod pretpostavkom da se toplota sunčevog zračenja u sistem uvodi preko prijemnika sunčeve energije (PSE), bilans energije za ovu komponentu sistema može se napisati u obliku:

$$\frac{dE_{PSE}}{dt} = \Phi_{PSE,prim} - |\Phi_{PSE,gub}| - |\Phi_{PSE,pred}| \quad (1)$$

Prvi član sa leve strane jednačine (1) predstavlja ukupnu energiju koja se u jedinici vremena uskladišti u PSE, dok su članovi sa desne strane jednačine redom: dozračen toplotni protok PSE-u, toplotni protok sa PSE na okolinu, tzv. toplotni protok u okolinu (gubici) i toplotni protok koji se preda radnom fluidu koji protiče kroz PSE.

Jednačina (1) može se predstaviti u razvijenom obliku:

$$m_p c_{p,p} \frac{dT_m}{dt} = A_{PSE} G(\tau\alpha) - U_L A_{PSE} (T_m - T_{amb}) - q_{m,f,PSE} c_{p,f,PSE} (T_{f,iz} - T_{f,ul}) \quad (2)$$

gde su: m_p masa ploče PSE [kg], $c_{p,p}$ specifični toplotni kapacitet ploče PSE [J/(kgK)], T_m srednja temperatura ploče PSE [K], A_{PSE} površina PSE [m²], G globalno sunčevo zračenje [W/m²], τ i α koeficijenti transmisije i apsorpcije PSE [-], U_L ukupni koeficijent toplotnih gubitaka (kondukcijom, konvekcijom i toplotnim zračenjem) [W/(m²K)], T_{amb} temperatura okolnog vazduha solarnog kolektora [K], $q_{m,f,PSE}$ maseni protok radnog fluida koji protiče kroz PSE [kg/s], $c_{p,f,PSE}$ specifični toplotni kapacitet radnog fluida koji protiče kroz PSE [J/(kgK)], $T_{f,iz}$ temperatura radnog fluida na izlazu iz PSE [K] i $T_{f,ul}$ temperatura fluida na ulazu u PSE [K].

Prvi član sa leve strane jednačine (2) je posebno važan u trenucima izlaska i zalaska Sunca jer se tada temperatura ploče kolektora brzo menja, kao i ukoliko se menja maseni protok radnog fluida i kada se PSE modelira kao dinamički sistem.

U slučaju ustaljenih uslova, prvi član jednačina (1) i (2) se zanemaruje, a toplotni protok koji se preda fluidu u PSE u tom slučaju glasi:

$$|\Phi_{PSE,pred}| = q_{m,f,PSE} c_{p,f,PSE} (T_{f,iz} - T_{f,ul}) = A_{PSE} G(\tau\alpha) - U_L A_{PSE} (T_m - T_{amb}) \quad (3)$$

pri čemu se razlika poslednja dva člana u jednačini (3) naziva iskorišćeni deo dozračenog toplotnog protoka sunčevog zračenja. Uvođenjem stepena korisnosti PSE η_{PSE} , prethodni izraz se svodi na oblik [13]:

$$\Phi_{PSE,doz} = A_{PSE} G(\tau\alpha) - U_L A_{PSE} (T_m - T_{amb}) = A_{PSE} G \eta_{PSE} \quad (4)$$

U izrazima (5, 7-10), prikazani su različiti izrazi za izračunavanje stepena korisnosti PSE sa ravnim pločama i sa vakuumskim cevima.

Stepen korisnosti PSE se prema [13] može odrediti pomoću:

$$\eta_{PSE} = F_R \left[(\tau\alpha) - U_L \frac{\mathcal{G}_{f,ul} - \mathcal{G}_{amb}}{G} \right] \quad (5)$$

gde su: F_R faktor odvođenja toplote [-], a $\mathcal{G}_{f,ul}$ temperatura fluida na ulazu u PSE [°C]. S obzirom na to da T_m nije moguće direktno izmeriti, uvođenjem faktora odvođenja toplote se ova temperatura zamenjuje temperaturom fluida na ulazu u PSE $\mathcal{G}_{f,ul}$, što je mnogo praktičniji pristup.

Faktor odvođenja toplote može se odrediti pomoću izraza [13]:

$$F_R = \frac{q_{m,f,PSE} c_{p,f,PSE} (\mathcal{G}_{f,iz} - \mathcal{G}_{f,ul})}{A_{PSE} ((\tau\alpha)G - U_L (\mathcal{G}_{f,ul} - \mathcal{G}_{amb}))} \quad (6)$$

Stepen korisnosti PSE se može odrediti pomoću izraza [14]:

$$\eta_{PSE} = M - N \frac{(\mathcal{G}_{f,ul} - \mathcal{G}_{amb})}{G} \quad (7)$$

gde su M i N odgovarajuće karakteristike kolektora.

Najčešće, stepen korisnosti PSE se izračunava prema ISO test metodi [15, 16] i to pomoću sledeće kvadratne jednačine:

$$\eta_{PSE} = a_0 - a_1 \frac{(\vartheta_{sr} - \vartheta_{amb})}{G} - a_2 \frac{(\vartheta_{sr} - \vartheta_{amb})^2}{G} \quad (8)$$

pri čemu su: a_0 stepen korisnosti računat bez gubitaka toplote [-], a_1 i a_2 koeficijenti gubitaka toplote koje daje proizvođač [-] i ϑ_{sr} srednja temperatura radnog fluida na ulazu i izlazu iz PSE [°C]. Glavno ograničenje ovog modela jeste odsustvo korekcionog člana za difuzno zračenje, što je neophodno u mnogim softverima za proračune za dugoročni vremenski period [16].

Kada je reč o PSE sa vakuumskim cevima, stepen korisnosti se može odrediti pomoću izrazu [17]:

$$\eta_{PSE} = 0,418 - 1,17 \frac{(\vartheta_{ul} - \vartheta_{amb})}{G} \quad (9)$$

a može i pomoću izraza [18]:

$$\eta_{PSE} = 0,45 - 1,10(\vartheta_{rez} - \vartheta_{amb}) \quad (10)$$

gde je ϑ_{rez} temperatura tople vode u rezervoaru koja je izmerena senzorom temperature [°C].

Rezervoar tople vode

Količina toplote koju može uskladišti rezervoar vode pod pretpostavkom uniformne raspodele temperature vode, određena je relacijom [13]:

$$Q_{rez} = (mc_p)_{rez} \Delta T_{rez} \quad (11)$$

gde su: m_{rez} masa tople vode u rezervoaru [kg], $c_{p,rez}$ specifični toplotni kapacitet tople vode u rezervoaru [J/(kgK)] i ΔT_{rez} razlika temperature vode na ulazu i izlazu iz rezervoara [K].

Bilans energije ove komponente sistema, pri prethodno navedenim uslovom uniformne raspodele temperature vode u rezervoaru, može se napisati kao:

$$\frac{dE_{rez}}{dt} = \Phi_{rez,prim} - |\Phi_{rez,pred}| - |\Phi_{rez,gub}| \quad (12)$$

Prvi član sa leve strane jednačine (12) predstavlja ukupnu energiju koja se u jedinici vremena uskladišti u rezervoaru, dok su članovi sa desne strane redom: toplotni protok koji primi voda u rezervoaru ($\Phi_{rez,prim} = |\Phi_{PSE,pred}| = \Phi_{PSE,doz}$), toplotni protok koji se odvede iz rezervoara za zadovoljavanje potreba i toplotni protok na okolinu (gubici toplote) koji se ostvaruje usled razlike temperature vode u rezervoaru i temperature okolnog vazduha.

U razvijenom obliku, jednačina (12) može se napisati kao [13]:

$$(mc_p)_{rez} \frac{dT_{rez}}{dt} = \Phi_{PSE,doz} - |\Phi_{rez,pred}| - (UA)_{rez} (T_{rez} - T_{amb,rez}) \quad (13)$$

gde je t vreme [s], U_{rez} koeficijent prelaženja toplote sa površine rezervoara na okolinu [W/(m²K)], A_{rez} površina rezervoara za razmenu toplote sa okolinom [m²], T_{rez} srednja temperatura vode u rezervoaru [K] i $T_{amb,rez}$ temperatura okolnog vazduha (koja može da se razlikuje od temperature okolnog vazduha solarnog kolektora) [K].

Integraljenjem jednačine (13), dobija se izraz za temperaturu vode u rezervoaru nakon posmatranog vremenskog perioda Δt :

$$T_{rez,kr} = T_{rez} + \frac{\Delta t}{(mc_p)_{rez}} \left[\Phi_{PSE,doz} - |\Phi_{rez,pred}| - (UA)_{rez} (T_{rez} - T_{amb,rez}) \right] \quad (14)$$

Pomoćni grejač

Referentna temperatura tople vode ϑ_{ref} [°C] na ulazu u generator je minimalno dozvoljena, odnosno potrebna temperatura koju je potrebno da dostigne voda u rezervoaru. Ukoliko to nije slučaj, uključuje se pomoćni grejač koji podiže temperaturu tople vode iz rezervoara do referentne temperature.

Teorijski toplotni protok koji se pomoćnim grejačem treba predati toploj vodi iz rezervoara može se odrediti iz izraza:

$$\Phi_{pg} = q_{m,f,gen} c_{p,f,gen} (\vartheta_{ref} - \vartheta_{rez}) \quad (15)$$

gde su $q_{m,f,gen}$ maseni protok [kg/s], a $c_{p,f,gen}$ specifični toplotni protok vode koja struji kroz generator [J/(kgK)].

Za određivanje stvarnog toplotnog protoka kojeg je u pomoćnom grejaču potrebno predati toploj vodi iz rezervoara, uključujući i gubitke toplote u okolinu, kao i efikasnost pomoćnog grejača, može se koristiti sledeći izraz [19]:

$$\Phi_{pg} = \frac{q_{m,f,gen} c_{p,f,gen} (\vartheta_{ref} - \vartheta_{rez}) + U_A (\bar{\vartheta} - \vartheta_{amb,pg})}{\eta_{pg}} \quad (16)$$

gde su: U_A ukupni koeficijent gubitaka toplote u okolinu [W/(m²K)], $\bar{\vartheta} = 0,5(\vartheta_{ref} + \vartheta_{rez})$ srednja temperatura [°C], $\vartheta_{amb,pg}$ temperatura okoline pomoćnog grejača [°C] i η_{pg} stepen korisnosti pomoćnog grejača [-].

Apsorpcioni rashladni uređaj

Šema jednostepenog apsorpcionog rashladnog uređaja prikazana je na Slici 1. Pri modeliranju rada ovog uređaja, obično se uzimaju u obzir sledeće pretpostavke:

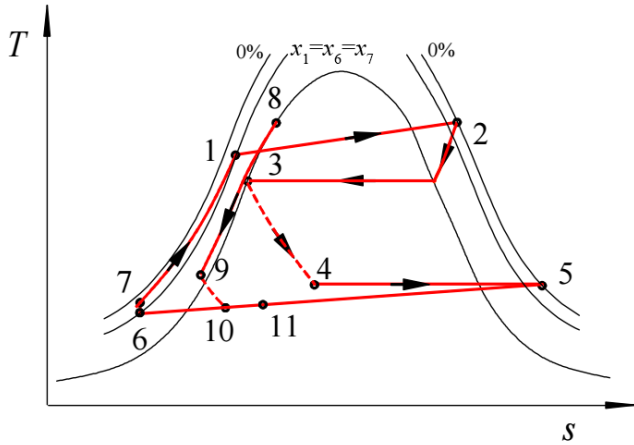
- promene potencijalne i kinetičke energije radnog fluida su zanemarljive,
- pad pritiska radnog fluida kroz komponente sistema i cevi su zanemarljivi,
- raspodela pritiska, temperature i koncentracije fluida unutar svake komponente je homogena,
- pritisci pare radnog fluida u generatoru pare i kondenzatoru su jednaki,
- pritisci radnog fluida u isparivaču i apsorberu su jednaki,
- povišenje pritiska radnog fluida u pumpi je adijabatsko,
- procesi prigušenja radnog fluida u prigušnim ventilima su adijabatski,
- lakše isparljiva komponenta rastvora u kondenzatoru i isparivaču je čista supstanca,
- radni fluid u stanju 2 je pregrejana para,
- radni fluid u stanjima 3 i 8 je zasićena tečnost,
- radni fluid u stanju 5 je suvozasićena para.

Pod navedenim pretpostavkama u skladu sa šemom prikazanoj na Slici 1, na Slici 3 je prikazan ciklus jednostepenog apsorpcionog rashladnog uređaja u T -s koordinatnom sistemu.

Bilans mase i bilans energije se u opštem obliku, pod navedenim pretpostavkama, za svaku komponentu i sistema (Slika 1) mogu opisati opštim izrazima (17) i (18):

$$\sum (q_m)_{ul} = \frac{d(m_i)}{dt} + \sum (q_m)_{iz} \quad (17)$$

$$\pm \Phi_i + P_{\text{teh}} + \sum (q_m h)_{\text{ul}} = \frac{d(m_i c_{p,i} T_i)}{dt} + \sum (q_m h)_{\text{iz}} \quad (18)$$



Slika 3. Prikaz promene stanja radnog fluida u T-s koordinatnom sistemu pri radu jednostepenog apsorpcionog rashladnog uređaja

Generator pare

U generatoru pare bilans mase definiše se za rastvor i posebno za pojedine komponente rastvora. U skladu sa izrazom (17), bilans mase za rastvor može se predstaviti kao:

$$q_{m,1} = \frac{d(m_{r,\text{gen}})}{dt} + q_{m,2} + q_{m,8} \quad (19)$$

gde su q_m maseni protoci radnog fluida u određenim stanjima [kg/s], a $m_{r,\text{gen}}$ masa rastvora u generatoru [kg].

Bilans mase za apsorber, oblika je:

$$x_1 q_{m,1} = \frac{d(x_{\text{gen}} m_{r,\text{gen}})}{dt} + x_8 q_{m,8} \quad (20)$$

odnosno:

$$x_1 q_{m,1} - x_8 q_{m,8} = m_{r,\text{gen}} \frac{d(x_{\text{gen}})}{dt} + x_{\text{gen}} \frac{d(m_{r,\text{gen}})}{dt} \quad (21)$$

pri čemu su sa x označeni maseni udeli apsorbera u ukupnoj masi rastvora (apsorber + lakše isparljiva komponenta rastvora) u odgovarajućim stanjima [kg/kg].

Bilans energije za rastvor može se predstaviti izrazom:

$$\Phi_{\text{gen}} - |\Phi_{\text{gub,gen}}| + q_{m,1} h_1 = \frac{d(m_{r,\text{gen}} c_{p,r,\text{gen}} T_{r,\text{gen}})}{dt} + q_{m,2} h_2 + q_{m,8} h_8 \quad (22)$$

odnosno:

$$\begin{aligned} & \Phi_{\text{gen}} - |\Phi_{\text{gub,gen}}| + q_{m,1} h_1 = \\ & = m_{r,\text{gen}} c_{p,r,\text{gen}} \frac{d(T_{r,\text{gen}})}{dt} + c_{p,r,\text{gen}} T_{r,\text{gen}} \frac{d(m_{r,\text{gen}})}{dt} + q_{m,2} h_2 + q_{m,8} h_8 \end{aligned} \quad (23)$$

gde su: Φ_{gen} toplotni protok koji topla voda koja dolazi iz rezervoara preda radnom fluidu u generatoru [W], $|\Phi_{\text{gub,gen}}|$ toplotni protok sa generatora u okolinu (gubici toplote) [W], h

specifična entalpija radnog fluida u odgovarajućem stanju [kJ/kg], $c_{p,r,\text{gen}}$ specifični toplotni kapacitet rastvora [J/kgK] i $T_{r,\text{gen}}$ temperatura rastvora [K].

Ukoliko se pretpostavi da je proces isparavanja u generatoru ustaljen, kao i da nema gubitaka toplote u okolinu, bilansi mase i energije prelaze u značajno jednostavniji oblik:

$$q_{m,1} = q_{m,2} + q_{m,8} \quad (24)$$

$$x_1 q_{m,1} = x_8 q_{m,8} \quad (25)$$

odnosno:

$$\Phi_{\text{gen}} = q_{m,2} h_2 + q_{m,8} h_8 - q_{m,1} h_1 \quad (26)$$

S obzirom na pretpostavku da se gubici toplote sa generatora u okolinu zanemaruju, toplotni protok koji se preda radnom fluidu u generatoru zapravo je jednak toplotnom protoku koji preda topla voda:

$$\Phi_{\text{gen}} = q_{m,f,\text{gen}} c_{p,f,\text{gen}} (g_{11} - g_{12}) \quad (27)$$

gde su: $q_{m,f,\text{gen}}$ maseni protok vode koja predaje toplotu rastvoru u generatoru [kg/s], $c_{p,f,\text{gen}}$ specifični toplotni kapacitet vode [J/kgK], a g_{11} i g_{12} temperatura tople vode na ulazu i izlazu iz generatora [°C].

Kondenzator

Bilans mase radnog fluida za procese u kondenzatoru može se predstaviti izrazom:

$$q_{m,2} = \frac{d(m_{t,\text{kond}} + m_{p,\text{kond}})}{dt} + q_{m,3} \quad (28)$$

gde su $m_{t,\text{kond}}$ masa tečne i $m_{p,\text{kond}}$ masa parne faze lakše isparljive komponente rastvora koja protiče kroz kondenzator [kg].

Bilans energije kondenzatora može se predstaviti izrazom:

$$-|\Phi_{\text{kond}}| - |\Phi_{\text{gub,kond}}| + q_{m,2} h_2 = \frac{d(m_{p,\text{kond}} c_{p,p,\text{kond}} T_{p,\text{kond}})}{dt} + q_{m,3} h_3 \quad (29)$$

odnosno:

$$\begin{aligned} & -|\Phi_{\text{kond}}| - |\Phi_{\text{gub,kond}}| + q_{m,2} h_2 = \\ & = m_{p,\text{kond}} c_{p,p,\text{kond}} \frac{d(T_{p,\text{kond}})}{dt} + c_{p,p,\text{kond}} T_{p,\text{kond}} \frac{d(m_{p,\text{kond}})}{dt} + q_{m,3} h_3 \end{aligned} \quad (30)$$

gde su: $|\Phi_{\text{kond}}|$ toplotni protok koji radni fluid preda fluidu za hlađenje (ponoru toplote) koji se odvodi u kulu za hlađenje [W], $|\Phi_{\text{gub,kond}}|$ toplotni protok sa kondenzatora na okolni vazduh (gubici toplote) [W], $c_{p,p,\text{kond}}$ specifični toplotni kapacitet pare lakše isparljive komponente rastvora [J/kgK] i $T_{p,\text{kond}}$ temperatura pare lakše isparljive komponente rastvora [K].

Pod pretpostavkom da je proces kondenzacije lakše isparljive komponente rastvora u kondenzatoru ustaljen, bilans mase prelazi u oblik:

$$q_{m,2} = q_{m,3} \quad (31)$$

jer se u stanjima 2 i 3 nalazi samo lakše isparljiva komponenta rastvora.

Uz pretpostavku da kondenzator radi bez gubitaka toplote u okolinu, bilans energije prelazi u oblik:

$$|\Phi_{\text{kond}}| = q_{m,2} (h_2 - h_3) \quad (32)$$

odnosno:

$$\Phi_{\text{kond}} = q_{m,f,\text{kond}} c_{p,f} (\vartheta_{16} - \vartheta_{15}) \quad (33)$$

gde su: $q_{m,f,\text{kond}}$ maseni protok fluida za hlađenje, kome radni fluid predaje toplotu [kg/s] i $c_{p,f,\text{kond}}$ njegov specifični toplotni kapacitet [J/kgK], a ϑ_{13} i ϑ_{16} temperature tog fluida na ulazu i na izlazu iz kondenzatora [°C].

Isparivač

Bilans mase radnog fluida u isparivaču može se predstaviti izrazom:

$$q_{m,4} = \frac{d(m_{t,\text{isp}} + m_{p,\text{isp}})}{dt} + q_{m,5} \quad (34)$$

gde su $m_{t,\text{isp}}$ i $m_{p,\text{isp}}$ mase tečne i masa parne faze lakše isparljive komponente rastvora koja protiče kroz isparivač [kg].

Bilans energije za isparivač može se predstaviti izrazom:

$$\Phi_{\text{isp}} - |\Phi_{\text{gub,isp}}| + q_{m,4} h_4 = \frac{d(m_{t,\text{isp}} c_{p,t,\text{isp}} T_{t,\text{isp}})}{dt} + q_{m,5} h_5 \quad (35)$$

odnosno:

$$= m_{t,\text{isp}} c_{p,t,\text{isp}} \frac{d(T_{t,\text{isp}})}{dt} + c_{p,t,\text{isp}} T_{t,\text{isp}} \frac{d(m_{t,\text{isp}})}{dt} + q_{m,5} h_5 \quad (36)$$

gde su: Φ_{isp} toplotni protok sa fluida kojim se ostvaruje hlađenje prostora na radni fluid u isparivaču [W], $|\Phi_{\text{gub,isp}}|$ toplotni protok sa isparivača u okolinu (gubici toplote) [W], $c_{p,t,\text{isp}}$ specifični toplotni kapacitet radnog fluida u tečnom stanju u isparivaču [J/kgK] i $T_{t,\text{isp}}$ temperatura radnog fluida u tečnom stanju u isparivaču [K].

Pod pretpostavkom da je proces isparavanja u isparivaču ustaljen, bilans mase dobija sledeći oblik:

$$q_{m,4} = q_{m,5} \quad (37)$$

jer se u stanjima 4 i 5 nalazi samo lakše isparljiva komponenta rastvora.

Ako se zanemare gubici toplote isparivača u okolinu, bilans energije prelazi u sledeći oblik:

$$\Phi_{\text{isp}} = q_{m,4} (h_5 - h_4) \quad (38)$$

odnosno:

$$\Phi_{\text{isp}} = q_{m,f,\text{isp}} c_{p,f} (\vartheta_{17} - \vartheta_{18}) \quad (39)$$

gde su $q_{m,f,\text{isp}}$ maseni protok fluida kojim se ostvaruje hlađenje prostora, a koji predaje toplotu radnom fluidu u isparivaču [kg/s] i $c_{p,f,\text{isp}}$ [J/kgK] specifični toplotni kapacitet fluida kojim se ostvaruje hlađenje prostora, a ϑ_{17} i ϑ_{18} temperature tog fluida na ulazu i izlazu iz isparivača [°C]. Fluid kojim se hladi prostor se iz isparivača odvodi u rezervoar hladne vode.

Apsorber

U apsorberu bilans mase definiše se posebno za rastvor i posebno za apsorber. Bilans mase za rastvor može se predstaviti izrazom:

$$q_{m,5} + q_{m,10} = \frac{d(m_{r,\text{aps}})}{dt} + q_{m,6} \quad (40)$$

gde je $m_{r,\text{aps}}$ masa rastvora u apsorberu [kg].

$$x_{10} q_{m,10} = \frac{d(x_{\text{aps}} m_{r,\text{aps}})}{dt} + x_6 q_{m,6} \quad (41)$$

odnosno:

$$x_{10} q_{m,10} - x_6 q_{m,6} = m_{r,\text{aps}} \frac{d(x_{\text{aps}})}{dt} + x_{\text{aps}} \frac{d(m_{r,\text{aps}})}{dt} \quad (42)$$

pri čemu važi da su maseni udeli: $x_5 = x_4 = x_3 = 0$, $x_{10} = x_9 = x_8$ i $x_6 = x_7 = x_1$.

Bilans energije za rastvor u apsorberu može se opisati izrazom:

$$-|\Phi_{\text{aps}}| - |\Phi_{\text{gub,aps}}| + q_{m,5} h_5 + q_{m,10} h_{10} = \frac{d(m_{r,\text{aps}} c_{p,r,\text{aps}} T_{r,\text{aps}})}{dt} + q_{m,6} h_6 \quad (43)$$

odnosno:

$$\begin{aligned} & -|\Phi_{\text{aps}}| - |\Phi_{\text{gub,aps}}| + q_{m,5} h_5 + q_{m,10} h_{10} = \\ & = m_{r,\text{aps}} c_{p,r,\text{aps}} \frac{d(T_{r,\text{aps}})}{dt} + c_{p,r,\text{aps}} T_{r,\text{aps}} \frac{d(m_{r,\text{aps}})}{dt} + q_{m,6} h_6 \end{aligned} \quad (44)$$

gde su: $|\Phi_{\text{aps}}|$ toplotni protok koji se odvede rastvoru u apsorberu prilikom apsorpcije lakše isparljive komponente rastvora u slabi rastvor, a dovede fluidu koji predstavlja toplotni ponor koji se zagreva i odvodi prvo u kondenzator, a potom u rashladnu kulu [W], $|\Phi_{\text{gub,aps}}|$ gubici toplote u okolinu apsorbera [W], $c_{p,r,\text{aps}}$ specifični toplotni kapacitet rastvora u apsorberu [J/kgK] i $T_{r,\text{aps}}$ temperatura rastvora u apsorberu [K].

Pod pretpostavkom da se proces u apsorberu ostvaruje pri ustaljenim uslovima, izraz za bilans mase prelazi u oblik:

$$q_{m,5} + q_{m,10} = q_{m,6} \quad (45)$$

odnosno:

$$x_{10} q_{m,10} = x_6 q_{m,6} \quad (46)$$

Ako se zanemare gubici toplote sa apsorbera u okolinu, bilans energije za apsorber dobija sledeći oblik:

$$|\Phi_{\text{aps}}| = q_{m,5} h_5 + q_{m,10} h_{10} - q_{m,6} h_6 \quad (47)$$

Istovremeno, ovaj toplotni protok može da se predstavi i preko izraza:

$$\Phi_{\text{aps}} = q_{m,f,\text{aps}} c_{p,f} (\vartheta_{14} - \vartheta_{13}) \quad (48)$$

gde su $q_{m,f,\text{aps}}$ maseni protok fluida kome radni fluid u apsorberu predaje toplotu [kg/s], njegov specifični toplotni kapacitet $c_{p,f,\text{aps}}$ [J/kgK], a ϑ_{13} i ϑ_{14} temperature ovog fluida na ulazu i na izlazu iz apsorbera [°C].

Razmenjivač toplote

Bilans energije za radni fluid koji se u razmenjivač toplote uvodi sa višom temperaturom (slabi rastvor) može se predstaviti izrazom:

$$-|\Phi_{\text{tf}}| - |\Phi_{\text{gub,tf}}| + q_{m,\text{tf}} h_{\text{tf,ul}} = m_{\text{tf}} c_{p,\text{tf}} \frac{dT_{\text{tf}}}{dt} + q_{m,\text{tf}} h_{\text{tf,iz}} \quad (49)$$

dok za radni fluid koji se u razmenjivač toplote uvodi sa nižom temperaturom (jaki rastvor) bilans energije može se predstaviti izrazom:

$$-|\Phi_{hf}| - |\Phi_{gub,hf}| + q_{m,hf} h_{hf,ul} = m_{hf} c_{p,hf} \frac{dT_{hf}}{dt} + q_{m,hf} h_{hf,iz} \quad (50)$$

Pod pretpostavkom da razmenjivač toplote radi pri ustaljenim uslovima, bilans mase može se napisati u obliku:

$$x_7 q_{m,7} + x_8 q_{m,8} = x_1 q_{m,1} + x_9 q_{m,9} \quad (51)$$

odnosno:

$$q_{m,1} = q_{m,7}, \quad x_1 = x_7, \quad q_{m,8} = q_{m,9}, \quad x_8 = x_9 \quad (52)$$

Pod pretpostavkom da se predaja toplote u razmenjivaču toplote ostvaruje bez tzv. gubitka toplote u okolinu, bilans energije prelazi u oblik:

$$q_{m,1}(h_1 - h_7) = q_{m,8}(h_8 - h_9) \quad (53)$$

Pumpa

Pod pretpostavkom da je proces povišenja pritiska radnog fluida u pumpi ustaljen, bilans mase pumpe se može predstaviti jednostavnim izrazom:

$$q_{m,6} = q_{m,7} \quad (54)$$

Uz pretpostavku da je taj proces i adijabatski, energetski bilans je oblika:

$$P_{pum} + q_{m,6} h_6 = q_{m,7} h_7 \quad (55)$$

odnosno prema [20, 21]:

$$P_{pum} = q_{m,6}(h_7 - h_6) = q_{m,6} v_6 (p_7 - p_6) / \eta_{pum} \quad (56)$$

gde su: P_{pum} snaga pumpe [W], v_6 specifična zapremina jakog rastvora [m³/kg], p_7 pritisak radnog fluida u generatoru pare i kondenzatoru [Pa], p_6 pritisak radnog fluida u isparivaču i apsorberu [Pa], η_{pum} stepen korisnosti pumpe [-].

Prigušni ventili

Pod pretpostavkom da je proces prigušenja radnog fluida u prigušnim ventilima ustaljen, bilansi mase za prigušne ventile radnog fluida i slabog rastvora imaju oblik:

$$q_{m,3} = q_{m,4}, \quad x_3 = x_4 \quad (57)$$

i

$$q_{m,9} = q_{m,10}, \quad x_9 = x_{10} \quad (58)$$

S obzirom na male dimenzije i relativno veliku brzinu ostvarivanja, procesi prigušivanja u ventilu se mogu smatrati adijabatskim, pa bilans energije za prigušene ventile rashladnog fluida i slabog rastvora ima trivijalan oblik:

$$h_3 = h_4 \text{ i } h_9 = h_{10} \quad (59)$$

gde su sa h_3 i h_4 označene specifične entalpije lakše isparljive komponente rastvora pre i nakon procesa prigušenja, a sa h_9 i h_{10} su označene specifične entalpije slabog rastvora pre i nakon procesa prigušenja, redom.

IV ZAKLJUČAK

Zbog zanemarljivo male potrošnje električne energije i gotovo nepostojeće emisije gasova sa efektom staklene bašte, apsorpcioni solarni rashladni uređaji predstavljaju perspektivno rešenje za ostvarivanje rastućih potreba za hlađenjem. Visoka investiciona cena i relativno mala energetska efikasnost, a time i ekonomska isplativost zahtevaju dalji rad na unapređenju ovih sistema.

Predstavljeni matematički modeli, odnosno jednačine bilansa mase i energije svakog elementa koji čini sistem apsorpcionog solarnog rashladnog sistema, omogućavaju osnove praćenja ponašanja rada svake komponente ili grupe komponenti ovog sistema i određivanje njihovih pojedinačnih ili zbirnih performansi. U jednostavnijim analizama, dovoljno je koristiti izraze izvedene pod pretpostavkom da se svi procesi ostvaruju pri ustaljenim uslovima, dok je za kvalitetnije analize potrebno koristiti njihove opšte oblike izvedene za nestacionarne uslove. Sprezanje svih prikazanih jednačina u jedinstven matematički model, uz sprovođenje tek po nekog eksperimenta, omogućava predviđanje ponašanja i izučavanje rada celog sistema, optimizaciju njihovog rada, a time i približavanje komercijalnoj upotrebi.

ZAHVALNICA

Ovde prikazani rezultati su rezultat istraživanja podržanog od strane Ministarstva nauke, tehnološkog razvoja i inovacija RS po Ugovoru 451-03-137/2025-03/ 200105 od 04.02.2025. god.

LITERATURA

- [1] Envisaging the Future of Cities, World Cities Report 2022, https://unhabitat.org/sites/default/files/2022/06/wcr_2022.pdf [pristupljeno 15.02.2025]
- [2] Empowering Urban Energy Transitions: Smart cities and smart grids, <https://www.iea.org/reports/empowering-urban-energy-transitions> [pristupljeno 15.02.2025]
- [3] Alsagari, A.S., Alrobaian, A., Almohaimeed, S. Concentrating solar collectors in absorption and adsorption cooling cycles: An overview, Energy Conversion and Management, Vol. 223, 113420, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113420>
- [4] Collier, R.K., The analysis and simulation of an open cycle absorption refrigeration system, Solar energy, Vol. 33, pp. 357-366, 1979. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(79\)90131-2](https://doi.org/10.1016/0038-092X(79)90131-2)
- [5] Siddiqui, M.U., Said, S.A.M. A review of solar powered absorption systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 42, pp. 93-115, 2015. <http://doi.org/10.1016/j.rser.2014.10.014>
- [6] Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C. Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus, Solar Energy, Vol. 72, No. 1, pp. 43-51, 2002. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(01\)00081-0](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(01)00081-0)
- [7] Li, Z.F., Sumathy, K. Simulation of a solar absorption air conditioning system, Energy Conversion & Management, Vol. 42, No. 3, pp. 313-327, 2001. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(00\)00057-1](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(00)00057-1)
- [8] Mungyeke Bisulandu, B.-J.R., Mansouri, R., Ilinca, A. Diffusion Absorption Refrigeration Systems: An overview of Thermal Mechanisms and Models, Energies, Vol. 16, No. 9, pp. 3610, 2023. <https://doi.org/10.3390/en16093610>
- [9] Kalogirou, S., Solar energy engineering: processes and systems, Elsevier, Amsterdam, 2009.
- [10] Sheikhan, H., Barzegarian, R., Heydari, A., Kianifar, A., Kasaeian, A., Gróf, G., Mahian, O. A review of solar absorption cooling systems combined with various auxiliary energy devices, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, Vol. 134, pp. 2197-2212, 2018. <https://doi.org/10.1007/s10973-018-7423-4>
- [11] Mittal, V., Kasana, V. S., Thakur, N. S. Modelling and simulation of a solar absorption cooling system for India, Journal of Energy in Southern Africa, Vol. 17, pp. 65-70, 2006. <http://doi.org/10.17159/2413-3051/2006/v17i3a3290>
- [12] Kauchik, S.C., Verma, A., Tyagi, S.K. Advances in solar absorption cooling systems: An overview, Journal of Thermal Engineering, Vol. 10, No. 4, pp. 1044-1067, 2024. <http://doi.org/10.14744/thermal.0000813>
- [13] Duffie, J.A., Beckman, W.A., Blair, N. Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind, John Wiley & Sons, Inc., 2020. <http://doi.org/10.1002/9781119540328>
- [14] Li, H., Zhang, X., Yang, C. Analysis on All-Day Operating Solar Absorption Refrigeration System with Heat Pump System, Procedia

- Engineering, Vol. 121, pp. 349-356, 2015.
<http://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.08.1078>
- [15] Allan, J., Dehouche, Z., Stankovic, S., Mauricette, L. Performance testing of thermal and photovoltaic thermal solar collectors, *Energy Science & Engineering*, Vol. 3, pp. 310-326, 2015. <http://doi.org/10.1002/ese3.75>
- [16] Buonomano, A., Calise, F., d'Accadia, M.D., Ferruzzi, G., Frascogna, S., Palombo, A., Russo, R., Scarpellino, M. Experimental analysis and dynamic simulation of a novel high-temperature solar cooling system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 109, pp. 19-39, 2016.
<http://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.11.047>
- [17] Cerezo, J., Romero, R. J., Ibarra, J., Rodriguez, A., Montero, G., Acuna, A. Dynamic Simulation of an Absorption Cooling System with Different Working Mixtures, *Energies*, Vol.12, No. 2, pp. 259, 2018.
<http://doi.org/10.3390/en11020259>
- [18] Yin, Y.L., Zhai, X.Q., Wang, R. Z. Experimental investigation and performance analysis of a mini-type solar absorption cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 59, No. 1-2, pp. 267-277, 2013.
<http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.05.040>
- [19] Baniyounes, A.M., Rasul, M.G., Khan, M.M.K. Assessment of solar assisted air conditioning in Central Queensland's subtropical climate, Australia, *Renewable Energy*, Vol. 50, pp. 334-341, 2013.
<http://doi.org/10.1016/j.renene.2012.06.042>
- [20] Wang, Y., Lior, N. Proposal and analysis of a high-efficiency combined desalination and refrigeration system based on the LiBr-H₂O absorption cycle – Part 1: System configuration and mathematical model, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 1, pp. 220-227, 2011.
<http://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.071>
- [21] Martinho, L.C. dos S., Vargas, J.V.C. Modelling and simulation of a single stage absorption refrigerator, in *Proc. 21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering 2011*, Natal, RN, Brazil, 24-28 October, 2011.

AUTORI

msr Marija Vasilev - asistent, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, mvasilev@mas.bg.ac.rs, ORCID [0000-0001-6156-2451](https://orcid.org/0000-0001-6156-2451)
dr Miloš Banjac – redovni profesor, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, mbanjac@mas.bg.ac.rs, ORCID [0000-0001-8659-8581](https://orcid.org/0000-0001-8659-8581)

Mathematical Models of Solar Driven Cooling Systems

Abstract – Considering the increasingly intense and obvious climate change and the increase in global temperature, as well as the growth of the world population and the accelerated process of population migration from rural to urban areas, the energy consumption for cooling residential and commercial spaces is constantly increasing, with a tendency to continue to increase rapidly. On the other hand, given the widely accepted theory that the increase in global temperature is caused by increased anthropogenic emissions of greenhouse gases, transitioning from fossil fuels to renewable energy sources (RES) has been established as a key strategy for slowing this temperature rise. In this sense, linking the growing demand for cooling energy and the transition to the use of RES, the use of solar energy for cooling purposes is imposed as an optimal solution. This is supported by the fact that, among all types of RES, the use of solar energy is the most promising because it is inexhaustible, available everywhere and almost without the effects of environmental pollution. In addition, the demand for cooling is greatest precisely when solar radiation reaches its maximum, and the need for cooling is greater in areas with a warm climate. One of the possible technologies that enable the realization of the cooling process using solar energy is absorption refrigeration systems. Due to the development of increasingly efficient systems for collecting and storing solar energy, there are many reasons for increasing research in the field of absorption refrigeration systems. In addition to explaining the working principles and observing energy flows, and determining the energy efficiency of these systems, this paper presents the mathematical models of cooling systems powered by solar radiation that have been developed so far and their thermodynamic analysis has been performed.

Index Terms – Solar cooling, Absorption refrigeration systems, Mathematical models