

# ANALIZA RADA APSORPCIONE RASHLADNE MAŠINE POGONJENE SUNČEVOM ENERGIJOM

## THE ANALYSIS OF ABSORPTION REFRIGERATION MACHINE DRIVEN BY SOLAR ENERGY

**Milena STOJKOVIĆ,**  
mstojkovic@mas.bg.ac.rs

**Milan GOJAK,**  
mgojak@mas.bg.ac.rs

**Franc KOSI,**  
fkosi@mas.bg.ac.rs

**Uroš MILOVANČEVIĆ,**

Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, umilovancevic@mas.bg.ac.rs

*U radu je data analiza rada apsorpcione rashladne mašine sa rastvorom LiBr-voda kao radnim fluidom, koja je pogonjena Sunčevom energijom. Dati su fizički i matematički modeli rashladnog sistema sa dva različita tipa prijemnika Sunčeve energije – vakuumskim i ravnim. Sprovedeni su proračuni dinamičkog ponašanja sistema za mesec juli tipične meteorološke godine za Beograd i analizirani neki najvažniji tehnički i energetske parametri sistema. Pokazano je da primena vakuumskih kolektora pruža mnoge prednosti u odnosu na ravne kolektore.*

**Ključne reči:** apsorpcioni rashladni uređaj; solarni sistem; vakuumski kolektori; ravni kolektori; energetska efikasnost

*An analysis of the absorption refrigeration system with a solution of LiBr-water as the working fluid driven by solar energy is presented in this paper. There are given the physical and mathematical models of the refrigeration system including two different types of solar collectors - vacuum and flat plate. Calculations of the dynamic characteristics of the system for July of the typical meteorological year for Belgrade are carried out and some of the most important technical and energy parameters are analyzed. It is shown that the application of the vacuum collectors provides many advantages over flat plate collectors.*

**Key words:** absorption refrigeration device; solar system; vacuum collectors; flat plate collectors; energy efficiency

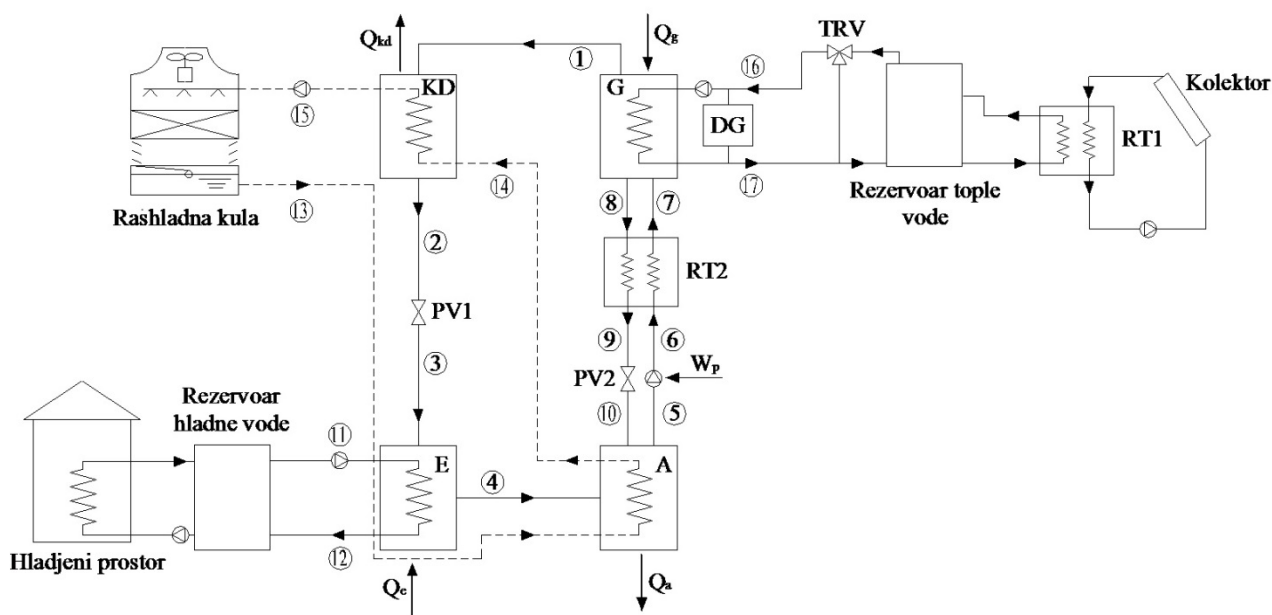
### I. Uvod

U današnje vreme u uslovima velikog zagađenja okoline izazvanog povećanom emisijom štetnih gasova dolazi do efekta staklene bašte i oštećenja ozonskog omotača i značajnih klimatskih promena koje utiču na egzistenciju živog sveta. Stoga, čovečanstvo se sve više okreće „čistim“ (obnovljivim) izvorima energije koji ne zagađuju okolinu. Jedna od glavnih alternativa konvencionalnim načinima snabdevanja energijom predstavlja korišćenje Sunčeve energije. Iako je relativno niskog intenziteta i stohastičke prirode, Sunčeva energija pruža mnogo mogućnosti za poboljšanje energetske efikasnosti tehničkih procesa. Jedna od vrlo obećavajućih mogućnosti bila bi primena za pogon rashladnih procesa konverzijom u električnu energiju pomoću foto-ćelija za pogon kompresorskih mašina, ili direktnim korišćenjem toplote Sunca za pogon apsorpcionih rashladnih uređaja.

### II. Opis rada sistema

Šematski prikaz apsorpcionog rashladnog uređaja pogonjenog Sunčevom energijom dat je na Slici 1. Sunčevo zračenje pada na ploče apsorbera solarnih kolektora (prijemnika Sunčeve energije, PSE) postavljenih na krovu zgrade i predaje toplotu prenosnom fluidu u kolektoru. U razmenjivaču toplote RT1

prenosni fluid predaje toplotu vodi koja služi kao pogonski fluid za rad apsorpcione rashladne mašine (ARM). Prenosni fluid može biti lako isparljivi fluid ili vodeni rastvor etilen-glikola (u ovom radu analize i proračuni su sprovedeni za etilen-glikol).



Slika 1. Šematski prikaz apsorpcionog rashladnog uređaja

Topla voda (pogonski fluid ARM) iz akumulatora, posredstvom cirkulacione pumpe, struji kroz razmenjivač toplote generatora pare G. U sistem za pripremu pogonske tople vode ugrađen je regulacioni trokraki ventil TRV, kako bi se temperatura tople vode koja se isporučuje generatoru pare apsorpcione rashladne mašine (desorber) održavala konstantnom. Dodatnim zagrevačem vode DG trebalo bi obezbediti potrebnu temperaturu pogonske vode kada ne postoje uslovi da solarni sistem isporučuje odgovarajuću toplotnu snagu za pogon ARM. Slabom rastvoru LiBr/H<sub>2</sub>O koji ključa u generatoru G predaje se toplotni protok  $Q_g$ ; iz generatora izlazi praktično čista vodena para (rashladni fluid) stanja 1 i vodi se ka kondenzatoru KD gde se hladi i kondenzuje rashladnom vodom (iz rashladne kule) do stanja 2, pri čemu se u toku kondenzacije odvodi toplotni protok  $Q_{kd}$ . Tečnost stanja 2 se prigušuje u ventilu PV1 do stanja 3 i na pritisku isparavanja struji u isparivač E gde prima toplotu (toplotno opterećenje)  $Q_e$ , ključajući do stanja suve pare. Toplotna snaga  $Q_e$  dovedena rashladnom fluidu predstavlja rashladni učinak ARM i u prikazanom slučaju „pokriva“ toplotna opterećenja hlađenog prostora. Vodena para stanja 4 koja pritom nastaje odvodi se u apsorber A gde se izobarski meša sa toplim tečnim rastvorom stanja 10, pri čemu se odvodi „toplota apsorpcije“  $Q_a$ . Jaki tečni rastvor stanja 8 koji napušta generator G hladi se u razmenjivaču toplote RT2 do stanja 9 i nakon prigušivanja u ventilu PV2 dospeva u apsorber sa stanjem 10.

Termodinamički kvalitet rada ARM se znatno poboljšava ugradnjom rekuperativnog razmenjivača toplote RT2, jer se na taj način ključno smanjuje potrebna količina toplote za zagrevanje rastvora u generatoru, kao i toplote  $Q_a$  koja se odvodi u apsorberu. Cirkulaciona pumpa potiskuje slabi rastvor stanja 5 koji izlazi iz apsorbera do stanja 6, a nakon toga kroz razmenjivač toplote RT2 do stanja 7 sa kojim ulazi u generator G. Rad za pogon pumpe  $W_p$  je veoma mali i najčešće se može zanemariti.

Ohladna voda (sekundarni rashladni fluid) u sistemu klimatizacije stanja 12 vodi se ka ventilator-konvektorima (ili klima-komorama) u hlađenom prostoru i vraća u isparivač ARM sa stanjem 11.

Odvođenje toplote u okolinu iz kondenzatora i apsorbera vrši se rashladnom vodom koja sa stanjem 13, iz rashladne kule, prvo struji u apsorber, a nakon toga u kondenzator. Ovakva serijska veza apsorbera i kondenzatora (u pogledu toka rashladne vode) je termodinamički povoljnija, pošto zbog više temperature kondenzacije u odnosu na temperaturu u apsorberu, razmena toplote u predmetnim aparatima se odvija pri manjim temperaturnim razlikama.

Dinamika toplotnog opterećenja apsorpcione rashladne mašine je određena za jedan tipični stambeni objekat, računajući sa podacima za tipičnu meteorološku godinu (TMY). Kao projektni uslovi za proračun parametara merodavnih za dimenzionisanje komponenata ARM usvojeni su meteorološki podaci za 21. juli za Beograd.

Napominje se da opisani sistem ne predstavlja jedino moguće rešenje. Zavisno od uslova rada i izabrane koncepcije upravljanja rashladnim sistemom, moguće su i druge varijante.

### III. Matematički model sistema ARM

#### A. Solarni sistem

Osnovni energetski parametar kolektora je njegova termička efikasnost, koja je definisana kao odnos korisne energije  $Q_u$  predate prenosnom fluidu i ukupne energije Sunčevog zračenja koja dospeva na apsorber  $Q_t$  u posmatranom vremenskom intervalu [1]:

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_t}. \quad (1)$$

Na osnovu Prvog zakona termodinamike pri stacionarnim uslovima toplota predata prenosnom fluidu jednaka je razlici ukupne dozračene Sunčeve energije na apsorber kolektora i gubitaka toplote u okolinu kondukcijom, konvekcijom i zračenjem u posmatranom vremenskom intervalu [1], [2]. Postoje razvijeni matematički modeli za proračun efikasnosti [1] zasnovani na detaljnim karakteristikama konstrukcije kolektora. Međutim, proizvođač daje „krivu efikasnosti“ kolektora dobijenu ispitivanjem. Na taj način, termički gubici su definisani koeficijentima termičkih gubitaka kolektora ( $a_1$  i  $a_2$ ) i razlikom temperatura fluida u kolektoru i okolnog vazduha, pa se efikasnost solarnog kolektora može formalno i tehnički dovoljno tačno predstaviti jednačinom drugog reda [3], [4]:

$$\eta = \eta_o - a_1 \frac{t_m - t_a}{G_t} - a_2 G_t \left( \frac{t_m - t_a}{G_t} \right)^2, \quad (2)$$

pri čemu je:  $\eta_o$  – optička efikasnost, tj. efikasnost kolektora bez gubitaka toplote kada je temperatura fluida jednaka temperaturi okoline,  $G_t$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] – intenzitet Sunčevog zračenja na površinu kolektora,  $t_m$  – srednja temperatura fluida u kolektoru,  $t_a$  – temperatura okolnog vazduha.

Rad solarnog sistema je simuliran pomoću razvijenog dinamičkog modela, pri čemu je rad elemenata sistema (solarni kolektori, deonice razvodnog i povratnog cevovoda, akumulator tople vode) opisan jednačinama materijalnog i energetskog bilansa. Diferencijalna jednačina bilansa energije u jedinici vremena solarnog kolektora ima oblik:

$$C_c \frac{dt_{m,i}}{d\tau} = A_c \cdot G_t \cdot \eta_i - \dot{m}_c c_p (t_{f,iz} - t_{f,ul})_i, \quad (3)$$

gde je:  $C_c$  [J/K] – toplotni kapacitet kolektora (ispunjenog fluidom),  $t_{m,i}$  – srednja temperatura  $i$ -tog kolektora,  $\dot{m}_c$  – maseni protok fluida u kolektoru, a  $(t_{f,iz} - t_{f,ul})_i$  – razlika temperatura fluida na izlazu i ulazu u  $i$ -ti solarni kolektor. U prethodnoj jednačini član sa leve strane znaka jednakosti predstavlja količinu energije koju u jedinici vremena akumulira kolektor, dok članovi sa desne strane predstavljaju u jedinici vremena korisno apsorbovanu Sunčevu energiju, odnosno energiju predatu fluidu koji struji kroz kolektor. U analizi prikazanoj u ovom radu razmatran je solarni sistem koji se sastoji od više paralelno povezanih „baterija“ od po pet redno vezanih kolektora, pa je u jednačini (3) usvojeno da je temperatura prenosnog fluida na izlazu iz prethodnog jednaka temperaturi fluida na ulazu u sledeći redno vezani kolektor.

Jednačina trenutnog bilansa energije  $i$ -tog elementa solarnog sistema (deonica razvodnog i povratnog cevovoda, akumulatora tople vode) ima opšti oblik:

$$C_i \frac{dt_{m,i}}{d\tau} = \sum_{j=1}^k (\dot{m}_f c_p t_f)_{j,ul} - \sum_{l=1}^m (\dot{m}_f c_p t_f)_{l,izl} - U_i (t_{m,i} - t_{a,i}), \quad (4)$$

gde je:  $C_i$  [J/K] – toplotni kapacitet odgovarajućeg  $i$ -tog elementa solarnog sistema,  $t_{m,i}$  – srednja temperatura  $i$ -tog elementa solarnog sistema,  $\dot{m}_f$  – maseni protok fluida,  $U_i$  [W/K] – koeficijent toplotnih gubitaka za dati element sistema,  $t_f$  – temperatura fluida,  $t_{a,i}$  – temperatura okolnog vazduha u kome se nalazi dati element solarnog sistema. Indeksi  $ul$  i  $izl$  se odnose na ulaz, odnosno izlaz fluida datog elementa sistema. Slično kao i u jednačini (3), član sa leve strane znaka jednakosti predstavlja energiju akumuliranu u jedinici vremena u  $i$ -tom elementu. Članovi sa desne strane predstavljaju protoke energije koju u dati element unosi, odnosno odnosi prenosni fluid, dok poslednji član predstavlja gubitak – toplotni protok na okolni vazduh.

#### B. Apsorpcioni rashladni uređaj

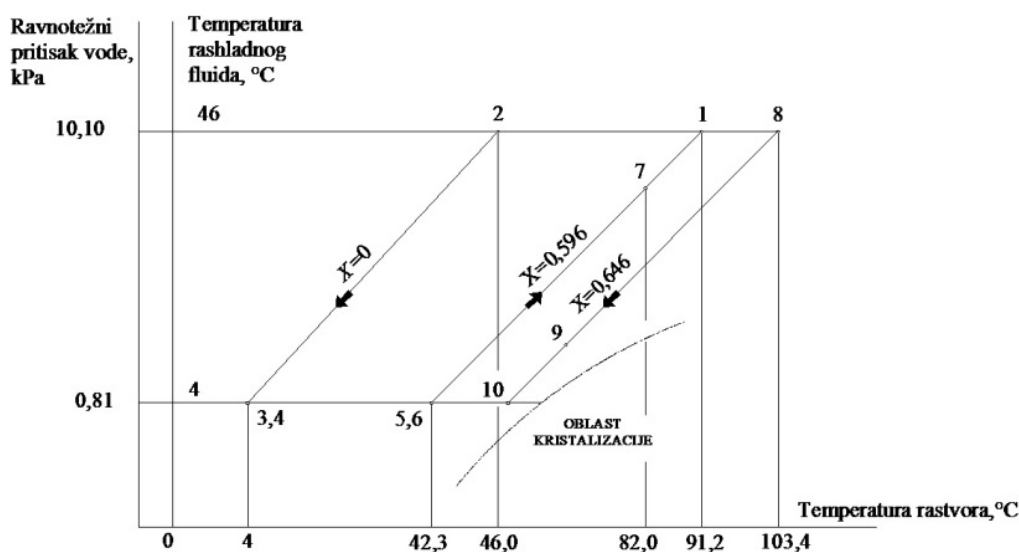
Iako se danas u svetu čine značajni istraživački napor da se prepoznaju „novi pogodni parovi“ radnih materija za apsorpcione rashladne tehnologije, praktično svi uređaji rade sa vodenim rastvorom amonijaka ( $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ ) ili litijum-bromida ( $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ ). Načelno, solarnim sistemima mogu se pogoniti oba tipa ARM, ali

komercijalnu primenu u širim okvirima verovatno mogu imati samo uređaji sa litijum-bromidom kao radnom materijom.

U radu će biti razmatran sistem sa rastvorom LiBr/H<sub>2</sub>O koji je pogodniji za primenu solarnih kolektora za pripremu pogonske tople vode, zbog nižih temperatura ključanja u generatoru pare (oko 70÷95°C) u odnosu na sistem sa rastvorom H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> (oko 95÷170°C). Osim toga, rashladni koeficijent COP<sub>ε</sub> (odnos rashladnog učinka i toplote utrošene u generatoru pare), kao i COP su veći kod LiBr/H<sub>2</sub>O nego kod H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> mašina (COP<sub>H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub></sub>=0,6÷0,7, COP<sub>LiBr/H<sub>2</sub>O</sub>=0,6÷0,8 [2]). Pored toga, rashladni sistemi sa H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> zahtevaju više pritiske, a postoje određena ograničenja pri njihovoj upotrebi u zgradama zbog opasnosti povezane sa upotrebom amonijaka. Takođe, tu je i problem korodivnosti amonijaka, kao i odvajanja vodene pare iz amonijaka, pa su sistemi sa H<sub>2</sub>O/NH<sub>3</sub> složeniji od sistema sa LiBr/H<sub>2</sub>O (zahtevaju upotrebu rektifikacione kolone koja bi osigurala da u isparivač ne ulazi vodena para koja bi mogla da se smrzne) [2], [5].

Trebalo bi voditi računa o tome da je upotreba rastvora LiBr/H<sub>2</sub>O kao rashladnog fluida u isparivaču i apsorberu ograničena, zbog opasnosti smrzavanja vode u isparivaču i očvršćavanja jakog rastvora LiBr/H<sub>2</sub>O u apsorberu (kristalizacija).

Na Slici 2 dat je grafički prikaz apsorpcionog rashladnog procesa u Dühring-ovom dijagramu (temperatura rashladnog fluida – temperatura rastvora).



Slika 2. Ciklus ARU sa smesom LiBr/H<sub>2</sub>O u Dühring-ovom dijagramu

Termofizički parametri radnih fluida koji su merodavni za rad ARM određivani su prema [6] i [7], koji se mogu smatrati referentnim izvorima podataka.

Proračuni su sprovedeni pretpostavljajući sledeće uslove:

- ustaljeno stanje sistema,
- termodinamička ravnoteža u svim stanjima radnih fluida,
- rashladni fluid koji napušta isparivač je suvozasićena vodena para, a kondenzator – ključala tečnost,
- pregrejana para rashladnog fluida na izlazu iz generatora pare je u temperaturnoj ravnoteži sa rastvorom koji u njega ulazi,
- rastvori koji napuštaju apsorber i generator su zasićeni,
- pritisci u generatoru pare i kondenzatoru su jednaki, kao i pritisci u isparivaču i apsorberu,
- proces sabijanja fluida u pumpi je izentropski,
- u ekspanzionim ventilima proces je adijabatski,
- toplotni gubici i padovi pritiska su zanemarljivi u svim komponentama sistema.

Za svaku komponentu rashladne instalacije formirane su jednačine materijalnog i energetskog bilansa i sprovedeni su proračuni na osnovu razvijenog matematičkog modela.

Pritisak vodene pare u isparivaču i kondenzatoru može se izračunati preko apsolutnih temperatura u njima  $T_e$  i  $T_{kd}$  [K] pomoću jednačine [6]:

$$p = e^{\left( \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10} \cdot T + C_{11} \cdot T^2 + C_{12} \cdot T^3 + C_{13} \cdot \ln(T) \right)}, \quad (5)$$

gde su  $C_8, C_9, C_{10}, C_{11}, C_{12}$  i  $C_{13}$  konstantni koeficijenti [6], a  $T$  [K] je odovarajuća temperatura.

U stanjima 1, 2, 3 i 4 rashladni fluid je čista voda, pa se entalpije fluida u ovim stanjima mogu izračunati prema ustaljenoj proceduri.

Ravnotežna temperatura i entalpija rastvora LiBr/H<sub>2</sub>O definisani su polinomom sa više promenljivih koji je funkcija temperature rashladnog fluida  $t_r$  [°C] i koncentracije rastvora  $X$  [kg/kg] preko sledećih jednačina [7]:

$$t = \sum_0^3 b_n X^n + t_r \cdot \sum_0^3 a_n X^n, \quad (6)$$

$$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n, \quad (7)$$

pri čemu su koeficijenti  $a, b, A, B$  i  $C$  konstante [7].

Termička efikasnost razmenjivača toplote RT2  $\varepsilon_2$  definisana je na osnovu izraza:

$$\varepsilon_2 = \frac{t_7 - t_6}{t_8 - t_6}. \quad (8)$$

Energetski pokazatelj kvaliteta ciklusa ARM izražava se rashladnim količnikom  $COP_\varepsilon$ :

$$COP_\varepsilon = \frac{Q_e}{Q_g}. \quad (9)$$

Bilans mase i energije je urađen za svaku komponentu ponaosob.

Maseni bilans:

- za rastvor u apsorberu:

$$\dot{m}_r + \dot{m}_{ss} = \dot{m}_{ws}, \quad (10)$$

- za LiBr u apsorberu:

$$\dot{m}_{ss} = \frac{\dot{m}_r}{\frac{X_{ss}}{X_{ws}} - 1}, \quad (11)$$

- za LiBr u generatoru pare:

$$\dot{m}_{ss} \cdot X_{ss} = \dot{m}_{ws} \cdot X_{ws}. \quad (12)$$

Energetski bilans:

- za isparivač:

$$Q_e = \dot{m}_r (h_4 - h_3) = \dot{m}_{chw} (h_{chw,11} - h_{chw,12}), \quad (13)$$

- za kondenzator:

$$Q_{kd} = \dot{m}_r (h_1 - h_2) = \dot{m}_{cw} (h_{cw,15} - h_{cw,14}), \quad (14)$$

- za apsorber:

$$Q_a = \dot{m}_{ss} h_{10} + \dot{m}_r h_4 - \dot{m}_{ws} h_5 = \dot{m}_{cw} (h_{cw,14} - h_{cw,13}), \quad (15)$$

- za generator:

$$Q_g = \dot{m}_r h_1 + \dot{m}_{ss} h_8 - \dot{m}_{ws} h_7 = \dot{m}_h (h_{h,16} - h_{h,17}). \quad (16)$$

U prethodnim jednačinama upotrebene su sledeće oznake:  $m$  [kg/s] – maseni protok fluida,  $X$  [kg/kg] – koncentracija rastvora,  $h$  [kJ/kg] – entalpija fluida, kao i indeksi:  $r$  – rashladni fluid,  $ss$  i  $ws$  – jak i slab

rastvor LiBr/H<sub>2</sub>O, *chw* – voda za hlađenje prostora, *cw* – voda iz rashladne kule, *h* – topla voda za pogon generatora pare.

#### IV. Rezultati proračuna

Proračun merodavnih parametara za dimenzionisanje ARM sproveden je za maksimalno toplotno opterećenje hlađenog objekta. Radi lakšeg poređenja različitih tipova kolektora (vakuumski i ravni), usvojeno je da posmatrani sistem sa ugrađenim vakuumskim kolektorima može u potpunosti da eliminiše maksimalno toplotno opterećenje u projektnom danu (21. juli, TMY za Beograd). U slučaju primene manje efikasnih ravnih kolektora usvojenim sistemom neće biti moguće „pokriti“ toplotna opterećenja objekta, pa će deo toplotnog opterećenja biti eliminisan dodatnim zagrevanjem vode (videti Sliku 1).

##### Analiza rada usvojenog sistema klimatizacije

Radni uslovi sistema su:

- temperatura tople vode za pogon generatora: na ulazu  $t_{hw,in} = 110^{\circ}\text{C}$ , na izlazu  $t_{hw,out} = 105^{\circ}\text{C}$ ,
- temperatura isparavanja rashladnog fluida:  $t_e = 4^{\circ}\text{C}$ ,
- temperatura sekundarnog rashladnog fluida (vode) u isparivaču: ulaz  $t_{cw,in} = 12^{\circ}\text{C}$ , izlaz  $t_{cw,out} = 7^{\circ}\text{C}$ ,
- maksimalno toplotno opterećenje (nominalna rashladna snaga ARM):  $Q_e = 38,2 \text{ kW}$ ,
- temperatura kondenzacije:  $t_{kd} = 46^{\circ}\text{C}$ ,
- termička efikasnost razmenjivača toplote RT2:  $\varepsilon_2 = 0,65$ ,
- temperatura rashladne vode:  $t_{coolw,in} = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{coolw,out} = 36^{\circ}\text{C}$ .

Za opis dinamičkog ponašanja sistema za pripremu pogonske tople vode, sistem diferencijalnih jednačina rešavan je numerički (metodom Runge-Kutta). Cirkulaciona pumpa u solarnom krugu se uključuje kada razlika temperatura fluida na izlazu iz poslednjeg kolektora u nizu i vode u akumulatoru dostigne  $5^{\circ}\text{C}$ . Kada se pumpa isključi, staje protok fluida kroz kolektore i cevovode, pa se u jednačinama bilansa članovi u kojima figuriše maseni protok fluida u solarnom sistemu „gube“.

Analiziran je rad solarnog sistema sa dva tipa jednog poznatog proizvođača solarnih kolektora: vakuumskih kolektora sa toplotnom cevi („heat pipe“) i ravnih kolektora sa prekrivkom, čije su karakteristike date u Tabeli 1.

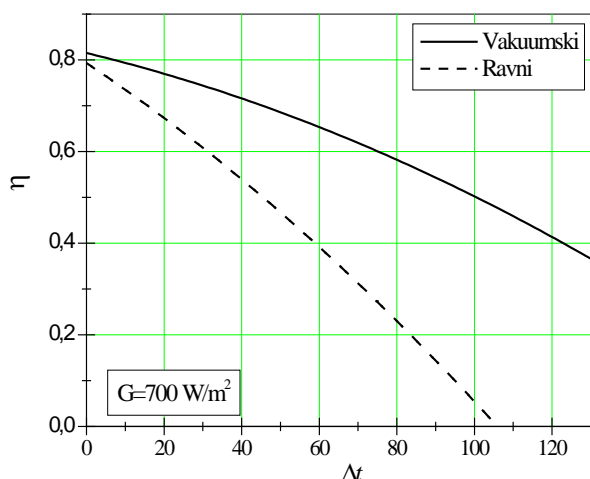
Tabela 1. Energetske karakteristike vakuumskih i ravnih solarnih kolektora

Karakteristika	Vakuumski kolektori	Ravni kolektori
Površina apsorbera, m <sup>2</sup>	2,05	2,32
Optička efikasnost $\eta_o$ , /	0,815	0,793
Koeficijent termičkih gubitaka $a_1$ , W/(m <sup>2</sup> K)	1,43	3,95
Koeficijent termičkih gubitaka $a_2$ , W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )	0,0076	0,0122
Toplotni kapacitet, kJ/(m <sup>2</sup> K)	5,4	6,4

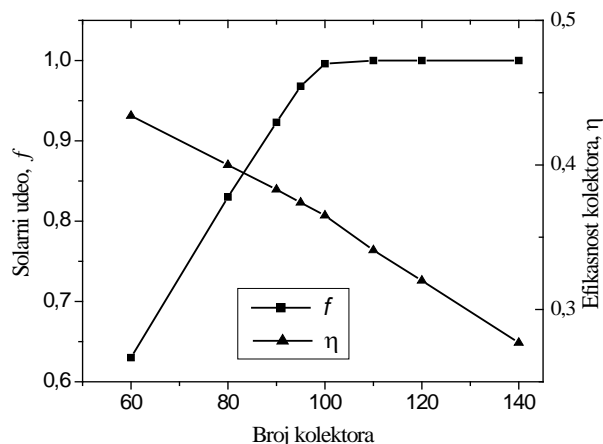
Na osnovu jednačine (2) i vrednosti iz Tabele 1 zavisnost termičke efikasnosti oba razmatrana tipa kolektora od razlike temperatura fluida u njemu i okolnog vazduha grafički je prikazana na Slici 3. Primećuje se da što su vrednosti koeficijenata termičkih gubitaka manje, efikasnost kolektora sporije opada sa porastom razlika temperatura.

Solarni sistem sa vakuumskim kolektorima je dimenzionisan tako da pri zadatom profilu potrebne rashladne snage (rashladnog učinka) u potpunosti pokrije dnevne potrebe ARM za pogonskom energijom. U zavisnosti od broja, odnosno površine solarnih kolektora za usvojenu zapreminu akumulacionog rezervoara tople vode od  $V=10000 \text{ l}$  određivan je udeo Sunčeve energije ( $f$ ) u ukupno potrebnoj energiji za pogon ARM. Na Slici 4 prikazana je ta zavisnost za slučaj primene vakuumskih kolektora.

Može se zapaziti da pri broju od 100 kolektora, odnosno površini apsorbera od  $205 \text{ m}^2$ , udeo Sunčeve energije dostiže vrednost  $f=1$ . Sa povećanjem broja kolektora (i udela Sunčeve energije) termička efikasnost kolektora (srednja dnevna vrednost) blago opada. To je logično, jer su pri većem broju kolektora temperature fluida u solarnom krugu više, veća je razlika temperatura između fluida u solarnom krugu i okolnog vazduha, veći su toplotni gubici kolektora u okolinu, a time je efikasnost kolektora nešto niža. Po dostizanju solarnog udela  $f=1$  dalje povećanje broja kolektora za date uslove nema smisla, jer se ARM ne isporučuje dodatno kolektorima prikupljena količina energije. Taj „višak“ energije samo dodatno zagreva fluid u solarnom sistemu dovodeći do ubrzanijeg pada efikasnosti kolektora (videti Sliku 4).

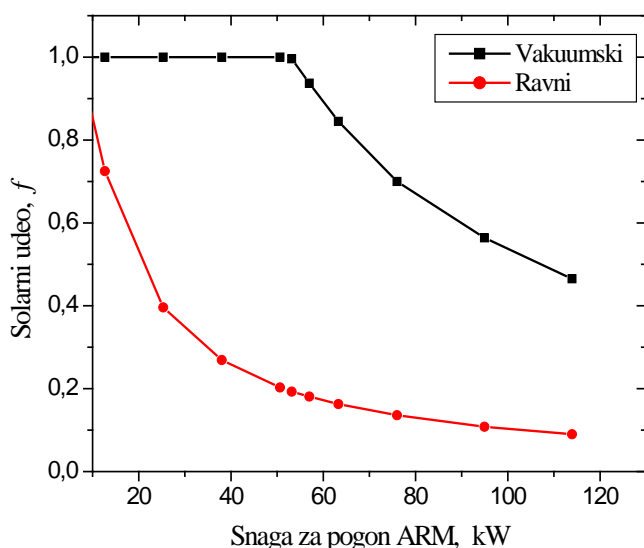


Slika 3. Zavisnost termičke efikasnosti kolektora od razlike temperatura fluida i okoline



Slika 4. Zavisnost solarnog udela i efikasnosti kolektora od broja (površine) kolektora

Za poznate (usvojene) temperature razvodne (110°C) i povratne vode (105°C), promenom protoka tople vode iz rezervoara prema ARM moguće je menjati (prilagođavati) rashladni učinak ARM, a time menjati i udeo Sunčeve energije u ukupno potrebnoj energiji za pogon ARM. Na Slici 5 prikazana je promena udela Sunčeve energije pri različitim vrednostima snage za pogon (ili rashladnog učinka) i to u slučaju korišćenja vakuumskih ili ravnih solarnih kolektora.



Slika 5. Zavisnost solarnog udela snage za pogon ARM

za pogon ARM, udeo Sunčeve energije opada. Solarni sistem radi pri nešto nižim temperaturama fluida, pa očekivano efikasnost kolektora blago raste. Za slučaj primene vakuumskih kolektora, za potpuno zadovoljavanje rashladnih potreba korišćenjem Sunčeve energije potrebno je  $205/(53 \cdot 0,72) = 5,37 \text{ m}^2$  površine apsorbera po kW hlađenja. Ako bi udeo Sunčeve energije bio manji od  $f=1$ , onda bi bila potrebna manja površina kolektora po kW hlađenja. Za ravne solarne kolektore i za zahtevani temperaturni režim rada ARM potrebne površine kolektora po kW hlađenja su neuporedivo veće nego u slučaju primene vakuumskih kolektora.

Za razmenjivač toplote RT1, u kom se od prenosnog fluida solarnog sistema toplota predaje pogonskoj vodi iz akumulatora, usvojena je efikasnost  $\epsilon_T=0,8$ .

Rezultati proračuna ARM dati su u Tabeli 2, na osnovu kojih se, zanemarujući utrošak rada za pogon cirkulacione pumpe, dobijaju sledeće vrednosti toplotnih protoka u stacionarnom stanju:

rashladni učinak isparivača (hladnjaka vode):	38,2 kW
toplotna snaga generatora pare:	53,0 kW
toplotna snaga (rashladni učinak) kondenzatora:	40,8 kW
toplotna snaga apsorbera:	50,3 kW
rashladni količnik:	0,72

Tabela 2. Veličine stanja radnih fluida u karakterističnim tačkama ciklusa ARM (videti Sliku 1)

Stanje	Radni fluid	Temperatura	Maseni udeo	Pritisak	Specifična entalpija	Maseni protok
/	/	°C	kg/kg	kPa	kJ/kg	kg/s
1	Pregrejana vodena para	91,2	/	10,10	2670,7	0,016
2	Ključala tečnost	46	/	10,10	192,6	0,016
3	Vlažna para	4	/	0,81	192,6	0,016
4	Suvozasićena para	4	/	0,81	2508,4	0,016
5	Rastvor LiBr/H <sub>2</sub> O	42,3	0,596	0,81	118,1	0,213
6	Rastvor LiBr/H <sub>2</sub> O	42,3	0,596	10,10	118,1	0,213
7	Rastvor LiBr/H <sub>2</sub> O	82,0	0,596	10,10	195,1	0,213
8	Rastvor LiBr/H <sub>2</sub> O	103,4	0,646	10,10	257,3	0,196
9	Rastvor LiBr/H <sub>2</sub> O	57	0,646	10,10	173,8	0,196
10	Rastvor LiBr/H <sub>2</sub> O	52,5	0,646	0,81	173,8	0,196
11	Voda za hlađenje	12	/	/	50,2	1,823
12	Voda za hlađenje	7	/	/	29,3	1,823
13	Rashladna voda	30	/	/	125,6	3,629
14	Rashladna voda	33,3	/	/	142,3	3,629
15	Rashladna voda	36	/	/	150,7	3,629
16	Topla voda	110	/	/	466,3	2,501
17	Topla voda	105	/	/	445,1	2,501

## V. Zaključak

Karakteristično za ARM pogonjene Sunčevom energijom je da su rashladne potrebe usklađene sa raspoloživom energijom koja se može dobiti sistemom solarnih kolektora. Apsorpcione rashladne mašine sa smešom litijum-bromid/voda mogu u kombinaciji sa sistemom za toplotnu konverziju Sunčeve energije da rade vrlo ekonomično, pogotovo ako se koriste vakuumske kolektori. Pošto se sezonski periodi kada je potrebno hlađenje u klimatizacionim sistemima „poklapaju“ sa maksimalnim intenzitetima Sunčevog zračenja, primena apsorpcionog hlađenja može biti vrlo atraktivan koncept, posebno zbog izvesno vrlo kratkih „perioda otplate“ investicija.

## VI. Literatura

- [1] **Duffie, J. A., W. A. Beckman**, *Solar engineering of thermal processes*, John Wiley&Sons, INC, New York, Wiley, 1974.
- [2] **Kalogirou, S**, Solar thermal collectors and applications, *Progres in Energy and Combustion Science*, 2004, broj 30, str. 231-295.
- [3] **Zambolin, E., D. Del Col**, Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions, *Solar Energy*, 2010, broj 84, str. 1382-1396.
- [4] **Buonomano, A., F. Calise, A. Palombo**, Solar heating and cooling systems by CPVT and ET solar collectors: A novel transient simulation model, *Applied Energy*, 2013, broj 103, str. 588-606.
- [5] **Li, Z. F; K. Sumathy**, Technology development in the solar absorption air-conditioning systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2000, broj 4, str. 267-293.
- [6] **ASHRAE, Handbook of Fundamentals (SI)**, Chapter 1, Psychrometrics, 2009.
- [7] **ASHRAE, Handbook of Fundamentals (SI)**, Chapter 20, Thermophysical Properties of Refrigerants, 2005.

Rad predstavlja deo istraživanja na projektima pod nazivom „Istraživanje i razvoj opreme i sistema za industrijsku proizvodnju, skladištenje i preradu povrća i voća“, broj TR 35043, i „Istraživanje korišćenja solarne energije primenom vakuumskih kolektora sa toplotnim cevima i izgradnja demonstracionog postrojenja“, broj TR 33048, koje finansira Ministarstvo prosvete, nauke i tehnološkog razvoja.