

Optimizacija izmjenjivača toplote sa prirodnom konvekcijom za sistem grijanja prostora primjenom Peltierovog termoelektričnog generatora

Milan B. Pupčević¹, Mitar Perušić², Petar Gvero¹, Milovan Kotur¹

¹Univerzitet u Banjoj Luci, Mašinski fakultet, Banja Luka, Republika Srpska

²Univerzitet u Istočnom Sarajevu, Tehnološki fakultet, Zvornik, Republika Srpska

milan.pupcevic@mf.unibl.org, mitar.perusic@tfzv.ues.rs.ba, petar.gvero@mf.unibl.org, milovan.kotur@mf.unibl.org

Sažetak - Ovaj rad je nastavak eksperimentalne analize mogućnosti primjene Peltierovih termoelektričnih modula za grijanje objekta, tačnije optimizacija sistema. Koncept sistema je zamišljen da radi bez freona i bez negativnih i štetnih uticaja na životnu sredinu. Cilj rada je dizajnirati detaljan matematički model optimizacije postojećeg izmjenjivača toplote za grijanje prostora prirodnom konvekcijom. Eksperiment je koncipiran tako da se Peltierov element pozicionira na izmjenjivače toplote i izvrši mjerenje ulazne struje i neophodnih temperatura, a cjelokupna instalacija je skalirana dimenzionom analizom zbog cijene. Optimizacijom razmaka između rebara na izmjenjivaču toplote obezbjeđuje se povećanje toplotnog toka konvekcijom i do 10 puta više od komercijalnog neadekvatnog izmjenjivača.

Ključne riječi - *Izmjenjivač toplote; Termoelektrični efekat; Peltierov modul; Grijanje; Obnovljivi izvori energije;*

I. UVOD

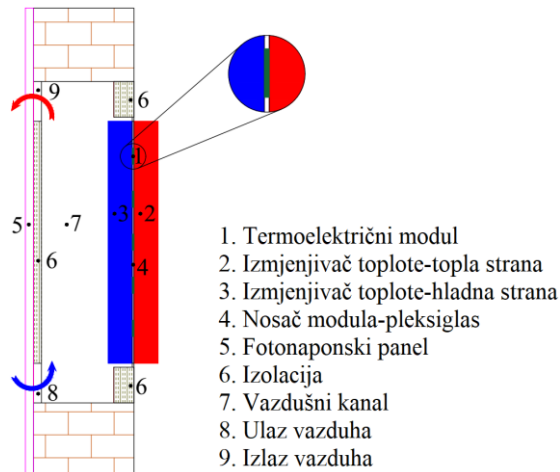
Termoelektrični elementi pronašli su svoju prvobitno važnu primjenu u svemirskom programu, ali naknadno i u izradi manjih hladnjaka, za hlađenje računara, u auto industriji, kao i za iskorištavanje otpadne toplote u industriji pri visokim temperaturama.

Jeftinije pojedine komponente, a zatim i cjelokupni termoelektrični moduli (TEM), doveli su do ideje da se primjenjuju i kod KGH sistema (klimatizacija, grijanje i hlađenje) [1], [2]. Iako imaju malu efikasnost ovi sistemi su veoma zanimljivi za grijanje i hlađenje prostora ako energiju dobijaju iz solarnih fotonaponskih modula, jer solarno hlađenje nema adekvatno komercijalno rješenje. Tokom proizvodnje električne energije koja se koristi u KGH sistemima, fosilna goriva tokom sagorijevanja uzrokuju efekat staklene bašte i kontinuirano pogoršavaju globalno zagrijavanje, sa druge strane, dovodi do potražnje za sistemima klimatizacije. Pored toga, rashladno sredstvo tradicionalnog klima uređaja, freon, nakon curenja dovodi do nepovratnog oštećenja ozonskog sloja.

Maksimalna vrijednost faktora dobrote termoelektričnih modula je za leguru Bizmut-Telurida (Bi_2Te_3) [3]. Pored Bizmut-Telurida, kao najčešće korištene legure, koriste se Olovo-Telurid, Silicijum-Germanijum i Bizmut-Antimon [4].

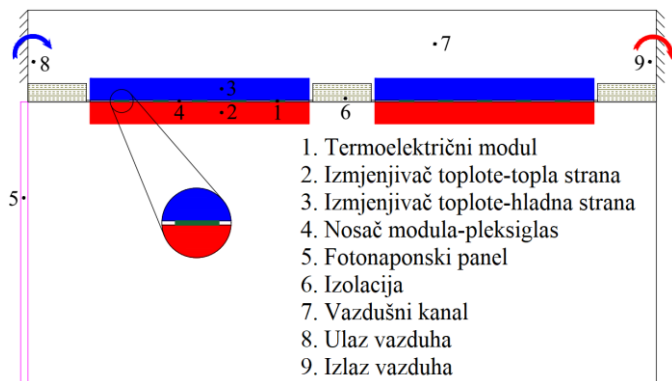
Pozicija ovih uređaja u objektu nije uslovljena zbog malih gabarita, te se mogu ugraditi u zid [5] ili u spuštenu strop prostorije [6],[7]. Postoji mogućnost i izrade vazdušnog kanala u kojem bi bio smješten izmjenjivač toplote sa Peltierovim elementom kao toplotnim generatorom, pri čemu bi se obezbijedila cirkulacija vazduha iz prostora preko modula [8].

Prilikom izgradnje novih objekata izvor toplote može se lako pozicionirati u zid ili u plafon, ali kod već postojećih objekata je veoma teško vršiti rekonstrukciju stropa i bilo bi finansijski neopravdano. Ideja rada je da se navedena instalacija pozicionira na postojeći zid pri čemu se dodatno ugradi izolacioni panel koji razdvaja sistem od okolnog vazduha. Navedeni spoljni vertikalni zid može biti izrađen od fotonaponskih panela, kako je prikazano Sl. 1.



Sl. 1. Sistem grijanja sa TEM pozicioniranim u zidu

Ranije pomenuti sistem stropnog grijanja i hlađenja, primjenom termoelektričnog efekta, prikazan je na Sl. 2. Stropno grijanje nije opravdano koristiti ukoliko sistem nije kompletan sa hlađenjem, jer se u režimu grijanja toplota zadržava u gornjim zonama prostora i upravo to je nedostatak i ograničavajući faktor ovog koncepta grijanja. Na osnovu izloženog usvojeno je da se analizira sistem grijanja pozicioniran u zid prema Sl. 1.



Sl. 2. Sistem grijanja sa TEM pozicioniranim u stropu

Termomoduli pretežno imaju konstantne vrijednosti napona i temperature pri određenim temperaturnim razlikama.

Mnogo autora analizira efikasnost Peltierovog modula kao samostalne komponente, ali za konkretnu primjenu Peltierovog elementa u KGH sistemima neophodno je posjedovati mnogo detaljnije rezultate kompletnog sistema sa izmjenjivačima toplote. Pojedini autori [5], [9]-[11] su razmatrali cjelokupni sistem sa termoelektričnim generatorom (TEG). Cilj ovog rada je napraviti detaljan matematički model prenosa toplote prirodnom konvekcijom a zatim izvršiti optimizaciju razmaka između rebara na izmjenjivaču. Ideja je prikazati toplotne snage izmjenjivača toplote cjelokupno prekrivene Peltierovim elementima, za različite dimenzije grejnih tijela.

U ranijem radu [12] se došlo do zaključka da je sistem sa Peltierovim elementima i aluminijskim izmjenjivačima toplote sa obje strane stabilan za prirodnu konvekciju. Sistem pri niskim naponima i strujama, koje se mogu obezbijediti i solarnim fotonaponskim sistemima, sa lakoćom dostiže 90 °C. Mana navedenog sistema je mali koeficijent grijanja COP .

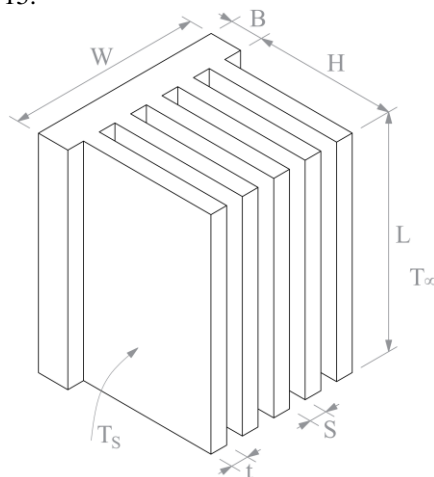
Konačni cilj ovog istraživanja je da se termoelektrični moduli koriste za hlađenje i grijanje objekata, tako da bi neka dalja istraživanja razmatrala optimizaciju broja modula na izmjenjivaču toplote, kao npr. [9].

II. MATEMATIČKI MODEL OPTIMIZACIJE IZMJENJIVAČA TOPLOTE ZA GRIJANJE

Prenos toplote je veoma specifičan kod izmjenjivača toplote sa uskim rebrima i malim razmakom između rebara. Temperatura površine T_s je usvojena kao i u eksperimentu 90 °C, a sobna temperatura T_∞ u vrijednosti od 20 °C. Temperatura T_f za koju su usvojene karakteristike fluida iznosi 55 °C. Dimenzije izmjenjivača toplote koji je korišten u samom eksperimentu su 40x40 mm, te je upravo to početna vrijednost za matematički model, a usvojena granična vrijednost dimenzija kvadratnog izmjenjivača koji bi se koristio u prostoru je 1x1 m.

Postojeći izmjenjivač toplote koji je korišten tokom eksperimentalne analize je pripremljen u obradnom centru, tako da ima identične dimenzije kao Peltierov element, to jeste da prekrije cijelu njegovu površinu.

Karakteristične dimenzije izmjenjivača toplote su dužina rebra tj. visina $L = 40$ mm, širina izmjenjivača $W = 40$ mm i visina rebra od baze $H = 25,1$ mm. Razmak između rebara iznosi $S = 1,5$ a debljina rebra $t = 1,2$ mm, Sl. 3. Da bi se definisala ukupna površina izmjenjivača A_s neophodan je broj rebara $n = 15$.



Sl. 3. Dimenzije rebrastog izmjenjivača orjentisanog vertikalno

Proračun je prvo izvršen za postojeći izmjenjivač toplote i dobijene vrijednosti toplotnog toka su analizirane i potvrđene sa vrijednostima dobijenim eksperimentalno.

Prirodna konvekcija sa vertikalne rebraste površine pravouglonog izmjenjivača bila je predmet brojnih istraživanja, uglavnom eksperimentalnih. Bar-Koen i Rozenov (Bar-Cohen i Rohsenow) [13] su prikupili dostupne podatke pod različitim graničnim uslovima i razvili korelacije za Nuseltov (Nusselt) broj i optimalni razmak između rebara S_{opt} .

Karakteristična dimenzija za vertikalne paralelne ploče koje se koriste kao rebra obično se uzima kao razmak između rebara S , pri čemu je Rejljev (Rayleigh) broj izražen jednačinom (1):

$$Ra_s = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot S^3}{\nu^2} \cdot Pr, \quad (1)$$

gdje su: β -koeficijent zapreminskog širenja, Pr -Prandtlv broj (Prandtl) i ν -kinematska viskoznost fluida.

Dužina rebra, to jeste u vertikalnom položaju visina rebra L , takođe se može koristiti za karakterističnu dužinu, pri čemu je odnos ova dva Rejljeva broja definisan jednačinom (2):

$$Ra_L = Ra_s \cdot \frac{L^3}{S^3}. \quad (2)$$

Prilikom eksperimentalne analize je uočeno da je temperaturna raspodjela po dužini izmjenjivača ujednačena, to jeste da ima mala odstupanja. Tim zaključkom je usvojena preporučena jednačina za prosječni Nuseltov broj za vertikalne izotermne paralelne ploče [14], [15], to jeste $T_s = \text{const}$.

$$Nu = \left[\frac{576}{(Ra_s \cdot S/L)^2} + \frac{2,873}{(Ra_s \cdot S/L)^{0,5}} \right]^{-0,5}. \quad (3)$$

Problem razmaka rebara će biti prikazan u nastavku, gdje za navedeni stvarni izmjenjivač kada su definisani Rejljev i Nuseltov broj, koeficijent prelaza toplote ima veoma malu vrijednost:

$$\alpha = \frac{\lambda}{S} \cdot Nu, \quad (4)$$

što implicira i veoma malu količinu toplotnog toka, definisanog jednačinom (5):

$$Q_{con} = \alpha \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) = \alpha \cdot (n \cdot 2 \cdot L \cdot H) \cdot (T_s - T_\infty). \quad (5)$$

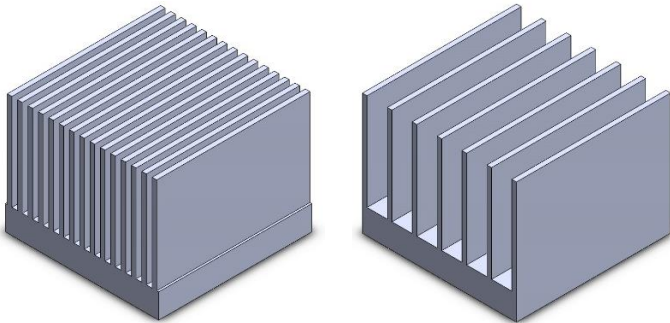
Upravo ovaj nedostatak se dešava zbog uskih razmaka između rebara i nemogućnosti idealnog strujanja vazduha između dva rebara. Da bi se prevazišao ovaj problem dalji matematički model je definisan za optimalni razmak između rebara, jer mora postojati razmak koji osigurava maksimalni toplotni tok prirodnom konvekcijom sa izmjenjivača [13], [14]:

$$S_{opt} = 2,714 \cdot \left(\frac{S^3 \cdot L}{Ra_s} \right)^{0,25} = 2,714 \cdot \frac{L}{Ra_L^{0,25}}, \quad (6)$$

na osnovu čega se dolazi do zaključka da Nuseltov broj za $S = S_{opt}$ mora biti konstantna vrijednost:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot S_{opt}}{\lambda} = 1,307. \quad (7)$$

Prema jednačini (6). za komercijalni izmjenjivač toplote (model sa Sl. 4.a) koji ima razmak između rebara $S = 1,5$ mm, a dužinu rebara $L = 40$ mm, optimalan razmak rebara iznosi $S_{opt} = 4,71$ mm. Dalje je rađena detaljna konstrukciona analiza za izradu izmjenjivača tako da se zadrže dimenzije debljine rebra ($t = 1,2$ mm) i širine izmjenjivača ($W = 40$ mm).



a - postojeći komercijalni

b - optimalni

Sl. 4. Modelovani izmjenjivači toplote za sistem grijanja prostora

Prenos toplote, pored konvekcije, mora sadržati i zračenje ukoliko se želi detaljan matematički model, što je urađeno prema jednačini (8), gdje je ε emisivnost površine, A_s površina izmjenjivača a $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ W/m²K⁴ Štefan–Bolcmanova (Stefan–Boltzmann) konstanta. Zračenje koje se dobija sa izmjenjivača konstante temperature T_s može se podijeliti na zračenje izloženih površina i zračenje u kanalu [16].

$$Q_{rad} = [\varepsilon_{ch} \cdot S \cdot L + \varepsilon \cdot (A_s - A_{ch})] \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_\infty^4). \quad (8)$$

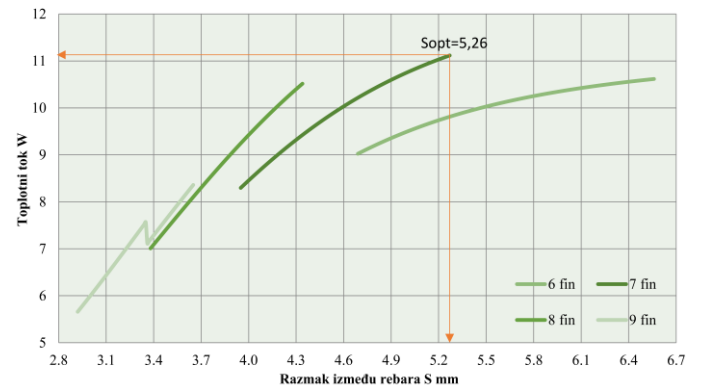
Zračenje kanala ima efektivnu (prividnu) emisivnost kanala ε_{ch} [17], za razliku od izloženih površina koje imaju emisivnost ε , kako je prikazano jednačinom (9):

$$Q_{r, ch} = \varepsilon_{ch} \cdot S \cdot L \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_\infty^4). \quad (9)$$

Pojedini autori [18], [17] zanemaruju male površine, to jeste uvode se određena uprošćenja za površine koje ne odaju mnogo energije zračenjem. U nastavku je jednačina (8). zapisana uzevši u obzir sve površine izmjenjivača toplote prema Sl. 3:

$$Q_{rad} = (n-1) \cdot Q_{r, ch} + [2 \cdot L \cdot H + n \cdot t \cdot (L + 2 \cdot H) + 2 \cdot B \cdot (L + W)] \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_\infty^4). \quad (10)$$

Na osnovu ukupnog toplotnog toka sa izmjenjivača analiziran je niz mogućnosti te je uočeno da će izmjenjivač dati svoj maksimum toplotne energije za broj rebara $n = 7$ i razmak $S_{opt} = 5,26$ mm (Sl. 5). Ukoliko se modelira izmjenjivač sa $S = 4,71$ mm i $n = 7$, toplotni tok konvekcijom iznosi 8,815 W, dok izmjenjivač sa 7 rebara i razmakom rebara 5,26 mm (Sl. 4.b) odaje konvekcijom 9,477 W.



Sl. 5. Optimalni razmak između rebara za izmjenjivač 40x40 mm

Zračenje kanala na izmjenjivaču toplote može se definisati i preko faktora geometrije tijela \hat{F}_{ch} [17]:

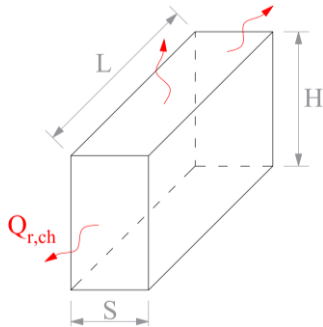
$$\hat{F}_{ch} = \frac{1}{\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} + \frac{1}{F_{S-\infty}}}, \quad (11)$$

pri čemu je $F_{S-\infty}$ ukupni faktor između zidova i osnove kanala i okolnog vazduha.

Ukoliko se faktor oblika uvrsti u jednačinu za količinu energije dobijenu zračenjem kanala, i ako se ne zanemari visina kanala H prilikom definisanja površine, kao u jednačini (9), dobija se nova jednačina u obliku:

$$Q_{r, ch} = \frac{(S + 2 \cdot H) \cdot L \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_\infty^4)}{\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} + \frac{1}{F_{S-\infty}}}. \quad (12)$$

Ukupni faktor $F_{S-\infty}$, za kanal prikazan na Sl. 6, ima veoma zahtjevnu proceduru definisanja, a zavisi od oblika kanala na izmjenjivaču i eventualnih orebrenja.



Sl. 6. Kanal izmjenjivača toplote

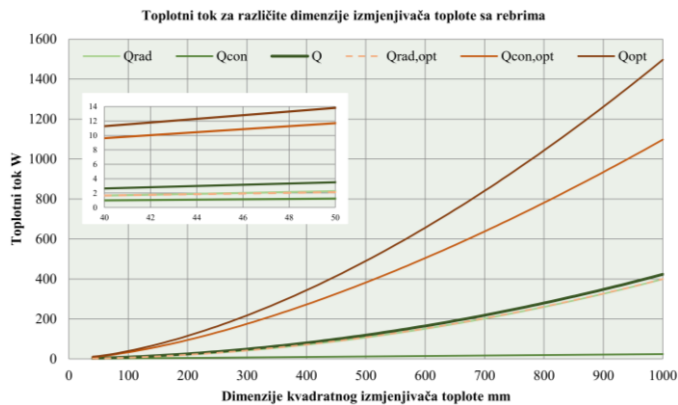
Za izmjenjivač sa rebrima konstantne debljine, prema [17], faktor geometrije može se definisati prema jednačini (13):

$$F_{S-\infty} = 1 - \frac{2 \cdot \bar{H} \cdot \left[(1 + \bar{L}^2)^{1/2} - 1 \right]}{2 \cdot \bar{H} \cdot \bar{L} + (1 + \bar{L}^2)^{1/2} - 1} \quad (13)$$

Treba naglasiti da navedeni faktor ne definišu direktno dužina rebra odnosno kanala L i visina rebra odnosno kanala H , nego njihov odnos sa širinom kanala S :

$$\bar{L} = \frac{L}{S}, \quad \bar{H} = \frac{H}{S} \quad (14)$$

Na Sl. 7. prikazane su vrijednosti toplotnog toka za različite dimenzije komercijalnog izmjenjivača toplote, koje su potvrđene eksperimentalno za izmjenjivač toplote dimenzija 40x40 mm, a zatim izvršeno modeliranje za nekoliko standardnih dimenzija grejnih tijela. Pored toga, prikazane su vrijednosti toplotnog toka za izmjenjivač toplote sa optimalnim razmakom između rebara.



Sl. 7. Toplotni tok za različite dimenzije izmjenjivača toplote

Uočava se da optimalni razmak između rebara dovodi do povećanja prenosa toplote konvekcijom sa $Q_{con} = 1,026$ W, na $Q_{con,opt} = 9,477$ W, pri čemu je toplotni tok veći za približno 10 puta. Naravno broj rebara je smanjen sa 15 na $n = 7$. Koeficijent prelaza toplote u tom slučaju je povećan sa 0,451 na $\alpha = 8,671$ W/m²K.

Toplotni tok koji se dobije prije optimizacije sa komercijalnog izmjenjivača u vidu zračenja, kada je zagrijan do temperature 90 °C, iznosi 1,664 W. Koeficijent grijanja COP (Coefficient of performance), to jeste odnos toplotnog toka Q sa izmjenjivača toplote u prostor i ulazne snage koja je uložena u vidu električne energije P , iznosi:

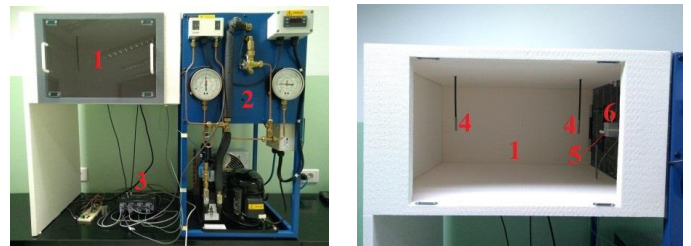
$$COP = \frac{Q}{P} = 0,298, \quad (15)$$

pri čemu je uzet u obzir ukupni toplotni tok Q sa izmjenjivača u iznosu od 2,69 W i ulazna snaga od 9,026 W.

Koeficijent COP ima veoma malu vrijednost, a razlog je izmjenjivač toplote koji nema optimalan razmak rebara te nije u mogućnosti predati maksimalnu količinu toplote za tu površinu Peltierovog elementa. Optimizacijom izmjenjivača toplote sa prirodnom konvekcijom, povećao se koeficijent COP sa 0,298 na vrijednost veću od 1 to jeste 1,23, pri čemu ukupni toplotni tok sa novog grejnog tijela iznosi 11,1 W.

III. EKSPERIMENTALNA ANALIZA SISTEMA GRIJANJA PRIMJENOM TERMOELEKTRIČNOG GENERATORA

Analizom dosadašnjih istraživanja [19]-[21], instalacija za eksperimentalno ispitivanje izmjenjivača toplote prikazana Sl. 8, zamišljena je tako da se jedna strana Peltierovog elementa održava na konstantnoj temperaturi pomoću laboratorijskog rashladnog uređaja. U realnom procesu to je temperatura spoljnog okolnog vazduha. Temperatura okolnih prostorija, to jeste temperatura vazduha u laboratoriji gdje se nalazi instalacija, održava se na fiksnoj željenoj temperaturi pomoću toplotne pumpe.



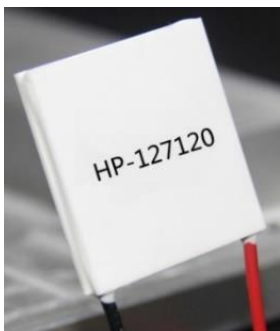
Sl. 8. Eksperimentalna instalacija za analizu TEG u prostoru

1-grijana prostorija; 2-rashladni uređaj koji simulira spoljni vazduh; 3-mjerna akvizicija; 4-senzori temperature vazduha u prostoru; 5-senzori temperature površine izmjenjivača toplote; 6-izmjenjivač toplote na toploj strani;

Napajanje Peltierovog termoelektričnog modula korištenog tokom eksperimentalnog mjerenja (Sl. 9.) vrši se pomoću napajanja 24 V sa mogućnošću regulacije napona od 0 do 14,5 V i struje od 0 do 12 A.

Senzori temperature su PT100 sonde, rezolucije $\pm 0,1$ °C. Osnovna akvizicija na koju su spojeni senzori je proizvođača QuantumX. Akvizicija je umjerena sa kalibrisanim uređajima i mjeri napon i struju na krajevima Peltierovog elementa i temperature u više tačaka.

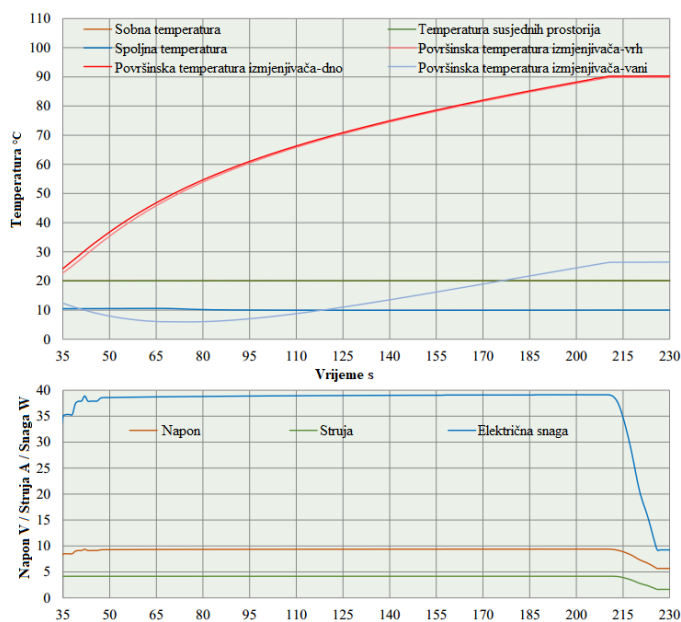
Prostor između toplog i hladnog vazduha razdvojen je pleksiglasom debljine 4 mm, koji ima ulogu i nosača termomodula zajedno sa ostatkom instalacije.



Sl. 9. Izgled korištenog Peltierovog modula

Eksperimentalni rezultati mjerenja za sistem grijanja prostora sa aluminijumskim grejnim tijelom i Peltierovim elementom kao generatorom toplote prikazani su na Sl. 10. i Sl. 11. Uočava se da su temperature izmjenjivača toplote na vrhu i u dnu izmjenjivača ujednačene i odstupanja su maksimalno 1,2 °C, dok je temperaturni prosjek 0,55 °C. Usvojena temperatura ambijenta je 20 °C.

Na Sl. 10. prikazani su rezultati brzog zagrijavanja izmjenjivača toplote, što ima za cilj analizu mogućnosti postizanja željene temperature u kratkom vremenskom roku. Svakako da je to veoma važno prilikom startovanja sistema posle prekida u radu, a uočava se da izmjenjivač dostiže temperaturu u iznosu od 90 °C za manje od 4 minuta. Spoljna temperatura vazduha tokom mjerenja prikazanog na Sl. 10. kretala se u granicama $10 \pm 0,1$ °C.



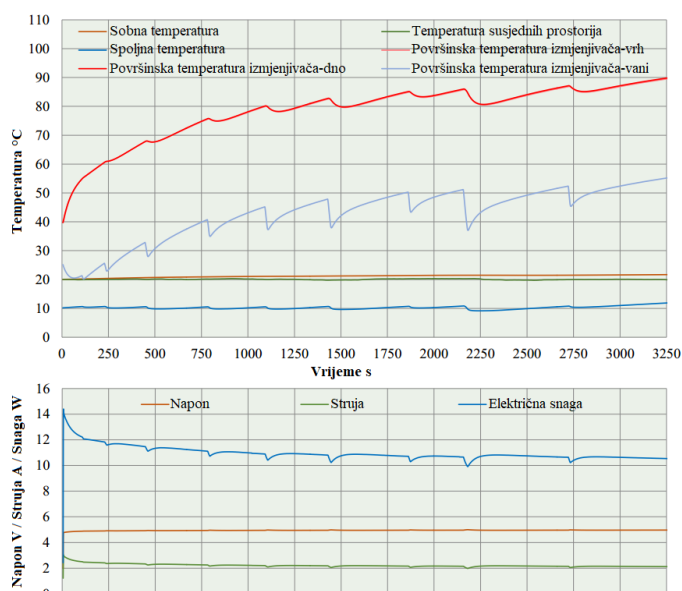
Sl. 10. Eksperimentalni rezultati mjerenja za sistem grijanja prostora sa aluminijumskim grejnim tijelom i Peltierovim elementom kao generatorom toplote – brzo zagrijavanje izmjenjivača

Na Sl. 11. prikazani su rezultati postupnog zagrijavanja izmjenjivača toplote, kako bi se analizirala stabilnost sistema. Tačnije, cilj tog mjerenja je ostvariti željenu temperaturu na izmjenjivaču toplote uz minimalni utrošak energije i doći do zaključka da li sistem radi stabilno sa promjenom parametara.

Jedna od mogućih promjena parametara je promjena spoljne temperature vazduha u slučaju pojave hladnog vjetra, što je prikazano Sl. 11. Uočava se da sistem nije stabilan, to jeste temperatura izmjenjivača u okolini se skokovito mijenja, a samim tim i temperatura toplog izmjenjivača u prostoru. Bez obzira na ovo pothlađivanje, sistem se veoma brzo ponovo zagrijava na zadatu vrijednost.

Spoljna temperatura vazduha tokom mjerenja prikazanog na Sl. 11. kretala se u granicama $10 \pm 1,5$ °C. Temperatura susjednih prostorija, posmatrajući iz prostorije u kojoj se vrše mjerenja, usvojena je kao grijani prostor i kreće se u granicama 20 ± 1 °C.

Sistem je startovan sa temperaturom sobnog vazduha u iznosu od 20,0 °C, a tokom mjerenja je dostignuta temperatura vazduha od 22,7 °C, to jeste postignuta je toplotna ugodnost.



Sl. 11. Eksperimentalni rezultati mjerenja za sistem grijanja prostora sa aluminijumskim grejnim tijelom i Peltierovim elementom kao generatorom toplote – postupno zagrijavanje izmjenjivača

IV. ZAKLJUČAK

U radu je izvršena optimizacija izmjenjivača toplote sa paralelnim rebrima, za sistem grijanja prostora sa Peltierovim termoelektričnim modulima kao generatorima toplote. Urađen je detaljan matematički model prenosa toplote sa prirodnom konvekcijom za postojeći izmjenjivač toplote, a zatim urađena optimizacija izmjenjivača toplote to jeste optimalni razmak između rebara ili širina kanala.

Izvršena su mjerenja sa postojećim izmjenjivačem toplote, koji je pripremljen da prekrije cjelokupni Peltierov element. Mjerna akvizicija je prikupila podatke ulaznog napona, ulazne struje, temperatura unutrašnjeg i spoljašnjeg vazduha, te površinskih temperatura izmjenjivača toplote na toploj i hladnoj strani.

Na osnovu eksperimentalnih mjerenja da se zaključiti da je sistem stabilan, jer pri spoljnoj temperaturi u iznosu od 10 °C uspijeva zagrijati sobni vazduh na temperaturu od 22,7 °C.

Na samom termoelektričnom modulu sa izmjenjivačem toplote dostignuta je maksimalna temperatura površine od 90 °C, pri ulaznoj električnoj snazi od 9,026 W. S obzirom da je sistem prvobitno u prostor isporučio svega 2,69 W toplotnog toka, dolazi se do zaključka da je stepen korisnosti COP malih 0,298. Kada se pogleda vrijednost ulazne električne energije i toplote koja se oslobađa u prostor, dolazi se do zaključka da bez optimizacije izmjenjivača toplote ovaj sistem nije opravdano koristiti.

Optimalni izmjenjivač toplote za prirodnu cirkulaciju vazduha bi obezbijedio toplotni tok u prostoru u iznosu od 11,1 W, što za istu količinu ulazne električne energije kao u prvom slučaju definiše COP veći od 1, tačnije 1,23.

Treba naglasiti da nije sigurno koju bi količinu ulazne električne energije trošio sistem sa novim optimizovanim izmjenjivačem toplote, zagrijanim na 90 °C. Ukoliko se želi dobiti detaljna uporedna analiza, neophodno je izraditi izmjenjivač toplote definisan ovim radom, kako bi se izvršila ponovljena mjerenja identična prvom slučaju. Jedino tako je zaista moguće uporediti ova dva izmjenjivača i COP oba sistema.

Sistem sa ovim vrijednostima COP nije konkurentan toplotnim pumpama, ali su svakako jedna od opcija za zamjenu freonskih sistema. Primjenom sistema sa prinudnom cirkulacijom vazduha dodatno bi se povećala efikasnost sistema.

Dalja istraživanja imaju za cilj, pored definisanja sistema za hlađenje vazduha u prostoru, optimizaciju broja modula po površini izmjenjivača, to jeste raspored manjeg broja modula na veću površinu izmjenjivača, a samim tim i povećanje COP.

LITERATURA

- [1] Ma, X., *et al.*, Building Integrated Thermoelectric Air Conditioners-A Potentially Fully Environmentally Friendly Solution in Building Services, *Future Cities and Environment*, 5 (2019), pp. 12, doi: <https://doi.org/10.5334/fce.76>
- [2] Gondal, I. A., Design and experimental analysis of a solar thermoelectric heating, ventilation, and air conditioning system as an integral element of a building envelope, *Building Services Engineering Research and Technology*, 40 (2018), 2, pp. 220-236, doi: 10.1177/0143624418814067
- [3] Khanh, D.V.K., *et al.*, Optimization of thermo-electric coolers using hybrid genetic algorithm and simulated annealing, *Archives of Control Sciences*, 24 (2014), 2, pp. 155-176
- [4] Cheng, T. H., *et al.*, An effective Seebeck coefficient obtained by experimental results of a thermoelectric generator module, *Applied Energy*, 88 (2011), 11, pp. 5173-5179, doi:10.1016/j.apenergy.2011.07.033
- [5] Luo, Y., *et al.*, Dynamical simulation of building integrated photovoltaic thermoelectric wall system: Balancing calculation speed and accuracy, *Applied Energy*, (2017), 3, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.03.024>
- [6] Liu, Z., *et al.*, Experimental evaluation of a solar thermoelectric cooled ceiling combined with displacement ventilation system, *Energy Conversion and Management*, 87 (2014), 1, pp. 559-565
- [7] Irshad, K., *et al.*, Study of thermoelectric and photovoltaic facade system for energy efficient building development: A review, *Journal of Cleaner Production*, 209 (2019), pp. 1376-1395, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.09.245>
- [8] Irshad, K., *et al.*, Thermal comfort study of a building equipped with thermoelectric air duct system for tropical climate, *Applied Thermal Engineering*, 91 (2015), pp. 1141-1155, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.08.077
- [9] Chen, L.G., *et al.*, Performance optimization of a class of combined thermoelectric heating devices, *Science China Technological Sciences*, 63 (2020), pp. 2640-2648, doi: <https://doi.org/10.1007/s11431-019-1518-x>
- [10] Trancossi, M., *et al.*, Thermoelectric and solar heat pump use toward self sufficient buildings: The case of a container house, *Thermal Science and Engineering Progress*, 18 (2020), doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100509>
- [11] Afshari, F., Experimental and numerical investigation on thermoelectric coolers for comparing air-to-water to air-to-air refrigerators, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 144 (2020), doi: <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09500-6>
- [12] Pupčević, M., *et al.*, Experimental analysis of the justification of using a space heating system using a Peltier thermoelectric generator, *IEEP Industrial Energy and Environmental Protection in the Countries of Southeast Europe*, 8 (2022)
- [13] Bar-Cohen, A., Rohsenow, W.M., Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates, *Journal of Heat Transfer*, 106 (1984), 1, pp. 116-123, doi:10.1115/1.3246622
- [14] Cengel, Y.A., Ghajar, A.J., *Heat and Mass Transfer-Fundamentals and Applications*, McGraw-Hill, New York, USA, 2011, ISBN978-007-131112-0
- [15] Ahmadi, M., *et al.*, Natural convection from rectangular interrupted fins, *International Journal of Thermal Sciences*, 82 (2014), pp. 62-71, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.03.016>
- [16] Yong, K.K., *et al.*, On the role of radiation view factor in thermal performance of straight-fin heat sinks, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37 (2010), 8, pp. 1087-1095, <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.06.012>
- [17] Shabany, Y., Radiation heat transfer from plate-fin heat sinks, *IEEE SEMI-THERM Symposium*, 24 (2008), pp. 132-136
- [18] Rea, S.N., West, S.E., Thermal radiation from finned heat sinks, *IEEE Transactions on parts, hybrids, and packaging*, 12 (1976), 2, pp. 115-117
- [19] Fairuz, M.R., *et al.*, Experimental study of a mini cooler by using Peltier thermoelectric cell, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 788 (2020), 5, doi:10.1088/1757-899X/788/1/012076
- [20] Giaretto, V., Campagnoli, E., The Elusive Thomson Effect in Thermoelectric Devices. Experimental Investigation from 363 K to 213 K on Various Peltier Modules, *Metals*, 10 (2020), 2, doi: <https://doi.org/10.3390/met10020291>
- [21] Abbas, Z., *et al.*, Performance evaluation of novel solar-powered domestic air cooler with Peltier modules, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 34 (2020), 11, pp. 4797-4807, doi: <http://doi.org/10.1007/s12206-020-1036-0>