

# ANALIZA RADA TOPLOTNE PUMPE VAZDUH–VODA

## AIR-TO-WATER HEAT PUMP OPERATION ANALYSIS

Ljubomir MALIĆ, Aleksandra PAUNOVIĆ, Uroš MILOVANČEVIĆ, Milena OTOVIĆ,  
Vladimir ČERNICIN\*, Aleksandra SRETENOVIĆ  
Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, Srbija

<https://doi.org/10.24094/kgkh.020.51.1.31>

*Cilj ovog rada je sveobuhvatna teorijska analiza toplotne pumpe vazduh–voda koja se nalazi u Laboratoriji za termotehniku Mašinskog fakulteta u Beogradu. Ostvareni rezultati predstavljaju odličnu osnovu za eksperimentalna ispitivanja ove instalacije.*

*U radu je dat uporedni pregled performansi spiralnog (skrol) i klipnog kompresora kada se kao rashladni fluid u instalaciji toplotne pumpe koristi propan (R290). Takođe, urađene su analize uticaja unutrašnjeg prehladivanja na termodinamički ciklus i analiza performansi toplotne pumpe na osnovu napravljenog modela. Na kraju, prikazana je promena vrednosti efektivnog koeficijenta grejanja (COP) za prosečnu grejnu sezonu, u periodu od 2014. do 2018. godine, na osnovu podataka Republičkog hidrometeorološkog zavoda Srbije.*

**Ključne reči:** toplotna pumpa vazduh–voda; R290; COP

*The aim of this paper is a theoretical analysis of the operation of an air-to-water heat pump located in the Laboratory for Thermal Science at the Faculty of Mechanical Engineering in Belgrade. This results provide the basis for further experimental analyzes of this installation.*

*The paper gives a comparative overview of the performance of a scroll and reciprocating compressor when propane (R290) is used as a refrigerant. Also, the analysis of the influence of internal subcooling on the thermodynamic cycle is presented. Finally, according to the developed model of the heat pump performances investigation, the change in the average values of Coefficient of Performance (COP) during the average heating season, for the period 2014 – 2018, is shown.*

**Key words:** air-to-water heat pump; R290; COP

### 1 Uvod

Sve levokretne mašine rade po istom principu: od toplotnog izvora temperature  $T_i$  odvede određenu količinu toplote  $Q_H$  (ostvaruju rashladni učinak  $\Phi_H$ ), a toplotnom ponoru temperature  $T_p$  predaju količinu toplote  $Q_G$  (odnosno ostvaruju grejni učinak  $\Phi_G$ ). Ova definicija levokretnih mašina mora se upotpuniti sa dve bitne činjenice: temperatura izvora  $T_i$  je niža od temperature ponora  $T_p$ , dok je količina toplote  $Q_H$  manja od  $Q_G$  i to za vrednost utrošenog rad  $L$  za ostvarivanje tog levokretnog ciklusa. Zgodno je uvesti u razmatranje i pojam okoline, čija je temperatura  $T_{ok}$ . Načelno,  $T_{ok}$  može biti jednaka temperaturi toplotnog izvora ( $T_{ok} = T_i$ ), jednaka temperaturi toplotnog ponora ( $T_{ok} = T_p$ ) ili imati neku treću vrednost ( $T_p \neq T_{ok}$  i  $T_i \neq T_{ok}$ ). U slučaju kada je  $T_{ok} = T_i$ , koristan je grejni učinak  $\Phi_G$  mašine, jer se od izvora uzima termodinamički bezvredna toplota, a takva levokretna mašina naziva se toplotna pumpa.

Konkretno, u ovom radu analizirana je toplotna pumpa vazduh–voda (vazduh kao toplotni izvor i voda kao toplotni ponor), koja se nalazi u Laboratoriji za termotehniku Mašinskog fakulteta u Beogradu. Spoljašnja jedinica koristi se za iscrpljivanje toplote iz okolnog vazduha (funkcija isparivača), dok će unutrašnja jedinica imati namenu uzgrevanja vode (za potrebe grejanja određenog potrošača/objekta) i obavlja funkciju kondenzatora ovog uređaja.

Deo rada posvećen je i analizi rada klipnih i spiralnih (*scroll*) kompresora, kao i uticaju unutrašnjeg prehladivanja kondenzata (hladnom parom sa izlaza isparivača) na termodinamički ciklus toplotne pumpe.

U radu su urađeni i proračuni karakteristika toplotne pumpe, radi analize rada ovog uređaja, gde karakterističan par temperatura  $t_0$  i  $t_{kd}$  predstavlja temperaturu isparavanja i kondenzacije. Proračun karakteristika toplotne pumpe i njihovo sprežanje izvršeno je u  $\Phi_{kd} - t_{kd}$  koordinatama prema grejnom učinku  $\Phi_{kd}$  koji pumpa ostvaruje na kondenzatoru. Pri tome neposredan grejni učinak ima samo kondenzator, dok su grejni učinci isparivača i kompresora određeni grejnim učinkom koji oni posredno omogućavaju da se ostvari na kondenzatoru [1]. Najpre se spreže karakteristika kompresora  $\Phi_{kd,KP}(t_0, t_{kd})$  sa karakteristikom isparivača  $\Phi_{kd,R}(t_0, t_{kd})$  čime se eliminiše temperatura isparavanja  $t_0$  i dobija zajednička isparivačko-kompresorska karakteristika  $\Phi_{kd,R-KP}(t_{kd})$  u zavisnosti od  $t_{kd}$ . Sprežanjem karakteristike  $\Phi_{kd,R-KP}(t_{kd})$  isparivačko-kompresorskog agregata sa karakteristikom kondenzatora  $\Phi_{kd}(t_{kd})$  dobija se ravnotežni radni režim (radna tačka) toplotne pumpe. Ovakav model koristio se za proračune, pri čemu su varirani ulazni podaci sa strane isparivača (temperature i vlažnosti vazduha na ulazu u isparivač).

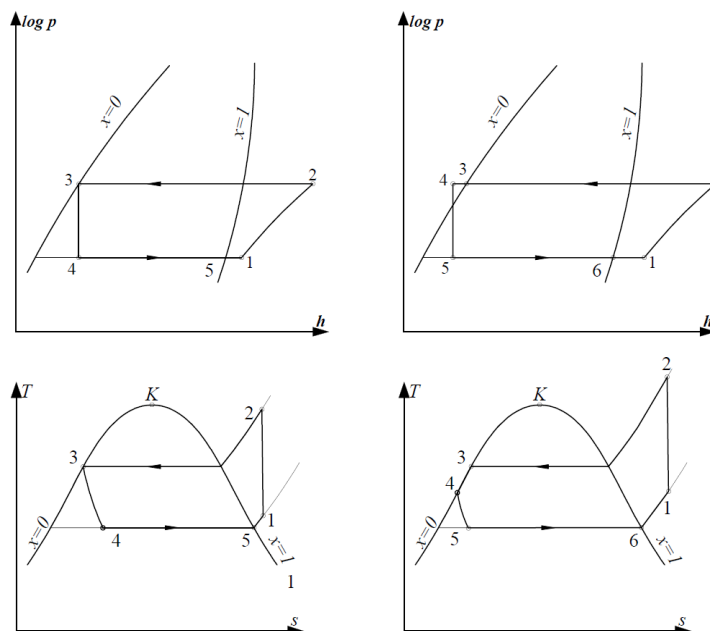
Nakon toga, pomoću napravljenog termodinamičkog modela izvršen je proračun grejnog učinka i koeficijenta grejanja toplotne pumpe u zavisnosti od temperature i vlažnosti spoljašnjeg vazduha za prosečnu grejnu sezonu za period od 2014. do 2018. Pri proračunu su razmatrani dani kada je temperatura spoljašnjeg vazduha bila u opsegu od 3 °C

\* Author za korespondenciju: [vcernicin@mas.bg.ac.rs](mailto:vcernicin@mas.bg.ac.rs)

do 20 °C. Podaci su usvajani iz meteoroloških godišnjaka Republičkog hidrometeorološkog zavoda Srbije. Na taj način, sprovedena je analiza radnih performansi toplotne pumpe u realno simuliranim uslovima.

## 2 Uticaj unutrašnjeg prehladivača na procese u toplotnoj pumpi

Postavlja se pitanje kakav uticaj na ciklus toplotne pumpe ima promena rashladnog fluida (umesto freona R22 kao radni fluid razmatran je ugljovodonik propan - R290), kao i uključivanje razmenjivača toplote između hladne pregrejane pare i kondenzata. Ovo razmatranje je urađeno za već definisane temperaturske režime toplotne pumpe pomoću softvera Coolpack, a dobijeni rezultati prezentovani su tabelarno za samo jedan slučajno odabrani radni režim. Odgovarajući termodinamički ciklusi su prikazani na slici 1.



Slika 1. Levokretni logp-h i T-s ciklusi (bez prehladivanja – levo, sa prehladivanjem – desno)

Na osnovu analize (koja se može uopštiti za sve razmatrane režime) dobijeni su očekivani rezultati. Specifični rad kompresora  $L$  i temperatura  $t_2$  pare na potisu kompresora veći su za slučaj sa prehladivanjem, ali takođe se povećavaju i specifične toplote hlađenja  $Q_0$  i kondenzacije  $Q_{kd}$ . Ukupno gledano, ciklus sa prehladivanjem obezbeđuje veće vrednosti koeficijenta grejanja kako kod propana ( $3,44 > 3,29$ ), tako i kod freona R 22 ( $3,22 > 3,13$ ). Iz priloženog (tabela 1) takođe se vidi da su koeficijenti grejanja za cikluse sa propanom nešto veći nego sa freonom R 22 ( $3,44 > 3,22$ , kao i  $3,29 > 3,13$ ).

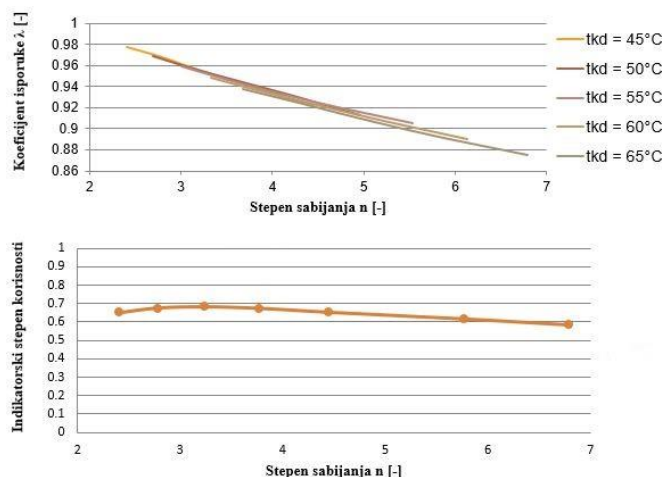
Tabela 1. Poređenje karakterističnih vrednosti termodinamičkih ciklusa

		R290		R22	
		Bez prehladivanja	Sa prehladivanjem	Bez prehladivanja	Sa prehladivanjem
$t_0$	°C	-10			
$t_{kd}$	°C	45			
$Q_0$	kJ/kg	260,24	288,85	152,04	165,45
$Q_{kd}$	kJ/kg	373,66	407,07	223,29	240,01
$L$	kJ/kg	113,42	118,22	71,25	74,56
$\varepsilon_h$	-	2,29	2,44	2,13	2,22
$\varepsilon_g$	-	3,29	3,44	3,13	3,22
$t_2$	°C	78,4	86,9	115,1	127

Kod mašina koje rade sa rashladnim fluidima koji se dobro mešaju sa uljem, a to je slučaj sa ugljovodonicima (pa i propanom), prehladivanje hladnom parom je praktična potreba da bi rashladni fluid otpario iz kapljica ulja u prehladivaču, a ne u cilindru kompresora jer mu to smanjuje stepen isporuke [1].

### 3 Analiza performansi spiralnog i klipnog kompresora

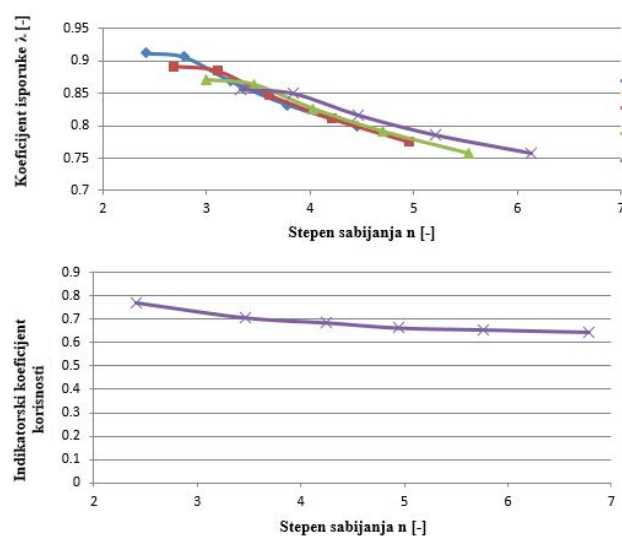
U ovom delu rada, izvršena je kratka analiza performansi dva tipa kompresora, i to, spiralnih (*skrol*) kompresora koji se nalaze u instalaciji toplotne pumpe u Laboratoriji za termotehniku i klipnih kompresora (koji se često primenjuju u tehničkim rešenjima ovakvih i sličnih uređaja). Koeffcijent isporuke, koji generalno definiše zapreminsku efikasnost kompresora, zavisi od stepena sabijanja [2] (tj. od odnosa pritiska kondenzacije i pritiska isparavanja). Izabrani su pritisci kondenzacije koji odgovaraju temperaturama kondenzacije u opsegu od 45 °C do 65 °C, dok su na strani niskog pritiska varirane vrednosti pritiska isparavanja koji odgovaraju temperaturama od -10 °C do 10 °C. Za dobijene stepene sabijanja  $n$  u opsegu od 2,5 do 7 prikazana je promena koeffcijenta isporuke  $\lambda$  (slika 2 - gore) i indikatorskog stepena korisnosti  $\eta_i$  (slika 2 - dole). Na slici 3 prikazani su osnovni elementi toplotne pumpe (TP) – kompresori, kondenzator, pripadajući cevovodi, armatura...



Slika 2. Koeffcijent isporuke i indikatorski stepen korisnosti skrol kompresora u zavisnosti od stepena sabijanja



Slika 3. Instalacija TP u Laboratoriji za termotehniku Mašinskog fakulteta u Beogradu



Slika 4. Koeffcijent isporuke i indikatorski stepen korisnosti klipnog kompresora u zavisnosti od stepena sabijanja  $n$

Dijagram stepena isporuke klipnog kompresora, pri istim uslovima rada, na osnovu podataka jednog renomiranog proizvođača kompresora prikazan je na slici 4 (gore), dok je na slici 4 (dole) prikazana zavisnost i indikatorskog stepena korisnosti od stepena sabijanja.

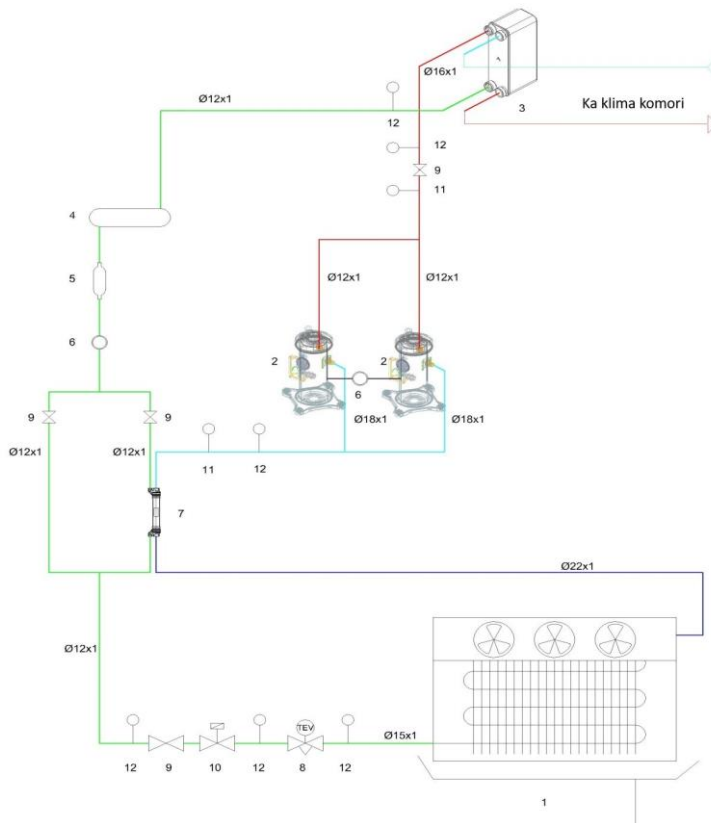
Na osnovu podataka proizvođača, vidi se da koeficijent isporuke  $\lambda$  skrol kompresora ima nešto veće vrednosti od klipnog i menja u opsegu 0,97 do 0,87 (dok kod klipnog u opsegu od 0,92 do 0,75). S druge strane, klipni kompresor ima veće vrednosti koeficijenta  $\eta_i$  za ceo opseg stepena sabijanja, ali su te razlike manje (nisu značajne) za stepene sabijanja  $n$  u opsegu od 3 do 5.

#### 4 Instalacija toplotne pumpe

Instalacija toplotne pumpe vazduh – voda koja je analizirana u ovom radu, kao toplotni izvor koristi vazduh. Voda, koja ima ulogu toplotnog ponora, koristi se za hlađenje pločastog kondenzatora. Kao nominalni režim toplotne pumpe usvojen je  $t_o/t_{kd} = -5/55$  °C. Rashladni fluid koji se koristi u instalaciji je ugljovodoničar propan (R290). Prilikom izrade proračunskog modela, korišćeni su sledeći proračuni:

1. Isparivač sa direktnom ekspanzijom rashladnog fluida (suvi tip) je cevasti sa lamelnim orebrenjem i koristi se za toplotno iscrpljivanje vazduha. Prilikom proračuna koeficijenta prelaza toplote sa strane vazduha korišćena je procedura definisana u literaturi [2], dok su se prilikom proračuna koeficijenta prelaza toplote pri ključanju u cevima koristile jednačine po Bo-Pjeru [2] i po Čenu [7]. Pri korišćenju jednačine po Bo-Pjeru korišćeni su faktori definisani za rashladni fluid R22 (nigde se u literaturi ne preporučuje za ugljovodoničar), tako da je za dalje analize usvojena jednačina Čena. Kako pri niskim temperaturama spoljašnje površine hladnjaka (0 °C i niže) dolazi do stvaranja inja na isparivaču, razmatrani opseg temperatura vazduha bio je od 3 °C do 20 °C.
2. Prehlađivač - pregrejač je koaksijalni razmenjivač toplote u kome se vrši razmena toplote između pregrejane pare i kondenzata, odnosno pregrejana para iz isparivača se zagreva na račun prehlađivanja kondenzata. Instalacija može da radi opciono sa ili bez prehlađivanja kondenzata.
3. Pri proračunu skrol kompresora (dva identična u instalaciji) korišćeni su podaci definisani od strane proizvođača.
4. Za kondenzator pločastog tipa proračun je definisan na osnovu preporuka u literaturi [4], [6] i [8].
5. Ekspanzioni ventil, čija je uloga regulisanje dotoka rashladnog fluida u isparivač, kao i postizanje niskih temperatura, automatskom regulacijom prilagođava protočnu karakteristiku potrebama isparivača.

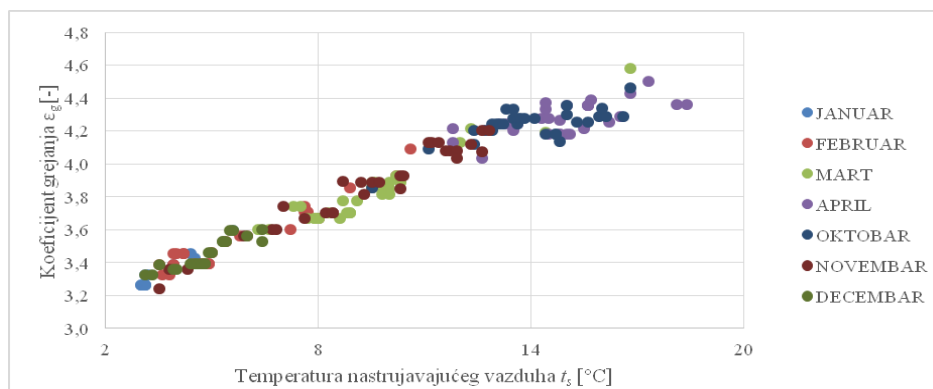
Šema instalacije, sa svim pripadajućim elementima, prikazana je na slici 5.



Slika 5. Šema instalacije: 1. Isparivač, 2. Kompresori, 3. Kondenzator, 4. Resiver, 5. Filter-sušač, 6. Nivokazno staklo, 7. Prehlađivač-pregrejač, 8. Ekspanzioni ventil, 9. Loptasti ventil, 10. Solenoidni ventil, 11. i 12. Senzori pritiska i temperature

## 5 Poređenje ciklusa toplotne pumpe u slučaju rada unutrašnjeg prehladivača i promene rashladnog fluida

Rezultati dobijeni tokom proračuna elemenata toplotne pumpe prikazani su za svaki dan za prosečne grejne sezone. Razmatran je period od 2014. do 2018. godine za koji postoje podaci u godišnjacima Republičkog hidrometeorološkog zavoda Republike Srbije. Podaci su uzeti za oblast grada Beograda. Smatralo se da toplotna pumpa radi tokom grejne sezone, od 15. oktobra do 15. aprila, pri čemu dnevne oscilacije temperatura nisu uzete u obzir.



Slika 6. Zavisnost efektivnog koeficijenta grejanja od temperature spoljašnjeg vazduha za prosečnu grejnu sezonu

Na slici 6. prikazana je zavisnost efektivnog koeficijenta grejanja od temperature (i vlažnosti) spoljašnjeg vazduha za prosečnu grejnu sezonu. Vrednost koeficijenta grejanja se menja od 3,2 do 4,6 za ceo grejni period. Mesečne promene temperatura pokazuju da postoji trend povećanja koeficijenta grejanja sa porastom temperature vazduha, gde se ne sme zanemariti ni veliki uticaj relativne vlažnosti vazduha na performanse ovog uređaja, ali i drugih faktora.

## 6 Zaključak

Analiziran je rad toplotne pumpe vazduh–voda koja se nalazi u Laboratoriji za termotehniku Mašinskog fakulteta u Beogradu. Analizom uticaja unutrašnjeg prehladivanja kondenzata na ciklus koji obavlja ova toplotna pumpa dobijeni su očekivani rezultati. Poređenje performansi spiralnog i klipnog kompresora kada se kao rashladni fluid u instalaciji pumpe koristi propan, izvršeno je na osnovu zapreminskih i energetskih pokazatelja kvaliteta rada ova dva tipa kompresora. Na osnovu razvijenog proračunskog modela urađena je analiza performansi toplotne pumpe i kao rezultat je prikazana promena vrednosti koeficijenta grejanja za prosečnu grejnu sezonu (za period od 2014. do 2018. godine). Izračunatim vrednostima koeficijenta grejanja omogućava se uvid u dugoročne troškove pri korišćenju ovog uređaja.

Rad je pokazao kako je toplotna pumpa vazduh – voda kompleksna instalacija. Pravilnim odabirom elemenata i prateće opreme moguće je izvući maksimum iz instalacije i obezbediti odličan termički komfor ako se koristi kao toplotni izvor u adekvatnim uslovima. Ipak, pogrešno rukovanje i korišćenje u uslovima za koji toplotna pumpa nije projektovana značiće nekvalitetan rad i probleme u ostvarivanju toplotnog komfora. I pored toga, treba razmisliti o alternativnom izvoru grejanja za vremenski period kada je temperatura spoljašnjeg vazduha dovoljno niska (ovde je ta granica usvojena na 3 °C, zbog pojednostavljenja modela).

## 7 Literatura

- [1] **Markoski, M.**, *Rashladni uređaji I i II deo*, Mašinski fakultet Univerzitet u Beogradu, Beograd, Srbija, 2013.
- [2] **Vujić, S.**, *Rashladni uređaji*, Mašinski fakultet Univerzitet u Beogradu, Beograd, Srbija, 1990.
- [3] **Vasiljević, B., M. Banjac**, *Priručnik za termodinamiku, VI izdanje*, Mašinski fakultet Univerzitet u Beogradu, Beograd, Srbija, 2019.
- [4] **Jaćimović, B., S. Genić**, *Toplotne operacije i aparati deo 1: Rekuperativni razmenjivači toplote*, Mašinski fakultet Univerzitet u Beogradu, Beograd, Srbija, 2016.
- [5] <https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2016-09-fgas/>
- [6] **Wang, L., B. Sunden, R. M. Manglik**, *Plate Heat Exchangers Design, Applications and Performances*, WIT Press, Boston, USA, 2007.
- [7] **Thome, J.R.**, *Engineering Data Book III*, Wolverine Tube Inc., 2004.
- [8] **ASHRAE Handbook** – Fundamentals, 2013.
- [9] **Šamšalović, S.**, *Ispitivanje radnih karakteristika toplotne pumpe voda-vazduh*, Magistarska teza, Mašinski fakultet Univerzitet u Beogradu, Beograd, Srbija, 1982.
- [10] EN 14511-3: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling – Part 3: Test methods
- [11] **Malić Lj.**, *Analiza rada toplotne pumpe vazduh–voda*, Master rad, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, Beograd, Srbija, 2020.
- [12] **Paunović A.**, *Određivanje pogonskih parametara toplotne pumpe vazduh–voda*, Master rad, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, Beograd, Srbija, 2020.