

UTICAJ UNUTRAŠNJEG PREHLAĐIVAČA KOD REVERZIBILNOG CO₂ SISTEMA PRI RAZLIČITIM USLOVIMA RADA

THE EFFECT OF INTERNAL HEAT EXCHANGER IN A REVERSIBLE CO₂ SYSTEM UNDER VARIOUS OPERATING CONDITIONS

Vladimir ČERNICIN^{1*}, Wenying ZHANG²

¹ Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd

² ACRC, University of Illinois, Urbana, Illinois, USA

Upotreba unutrašnjeg prehladivača kao mere poboljšanja ciklusa je vrlo česta kod CO₂ sistema. Međutim, jednostavna termodinamička analiza nije u mogućnosti da u potpunosti ukaže na prednosti koje se njegovom primenom kod jednostepenog sistema ostvaruju. Iz tog razloga, u ovom radu je eksperimentalno ispitivan uticaj unutrašnjeg prehladivača na reverzibilni CO₂ sistem, koji može raditi i u režimu hlađenja, i u režimu grejanja. Eksperimenti su vršeni pri različitim uslovima za oba režima rada, sa i bez unutrašnjeg prehladivača.

Rezultati eksperimenata su pokazali da se u režimu grejanja (toplotna pumpa) efektivni koeficijent grejanja (COP) može povećati za 10,5% uvođenjem unutrašnjeg prehladivača, dok se u režimu hlađenja (rashladni uređaj) COP može povećati za 13,8%. Takođe, pokazalo se da ova mera poboljšanja obezbeđuje sigurniji rad sistema i manje stvaranje inja na isparivaču.

Ključne reči: reverzibilni sistem; CO₂; unutrašnji prehladivač; COP

The use of internal heat exchanger (IHX) as a cycle improvement measure is very common with CO₂ systems. However, a simple thermodynamic analysis is not able to fully indicate the advantages of IHX in a single-stage system. For this reason, in this paper, the effect of internal heat exchanger on the reversible CO₂ system, which can work in both air-conditioning and heating mode, was experimentally investigated. Experiments were performed under various conditions for both operating modes, with and without internal heat exchanger.

The results of the experiments showed that in the heating mode (heat pump) the coefficient of performance (COP) can be increased up to 10,5% by introducing the internal heat exchanger, while in the air-conditioning mode the COP can be increased up to 13,8%. Also, it has been shown that this improvement provide safer system operation and less frost formation on the evaporator.

Key words: reversible system; CO₂; internal heat exchanger; COP

1 Uvod

Prehladivanje kondenzata predstavlja jednu od osnovnih mera poboljšanja uporednog ciklusa rashladnog sistema. U prehladivaču, kondenzat na izlazu iz kondenzatora se može dodatno hladiti uz pomoć određenog sredstva za hlađenje (tzv. spoljašnje prehladivanje) ili istim rashladnim fluidom niže temperature (tzv. unutrašnje prehladivanje). Iako spoljašnje prehladivanje uvek pozitivno utiče na koeficijent hlađenja, njegova primena nije uvek isplativa zbog raspoloživosti sredstva za hlađenje. S druge strane, korišćenje unutrašnjeg prehladivanja (najčešće hladnom parom na izlazu iz isparivača) je široko rasprostranjeno kod rashladnih sistema i toplotnih pumpi.

* Corresponding author: vcernicin@mas.bg.ac.rs

Unutrašnje prehlađivanje, pored toga što dovodi do povećanja toplote hlađenja, ujedno dovodi i do povećanja rada, pa primena ove mere ne rezultuje uvek poboljšanjem koeficijenta hlađenja. Iz tog razloga, potencijalno poboljšanje ciklusa zavisi od odnosa dodatno ostvarene toplote hlađenja i dodatno uloženog rada [1]. Pogodnost ove mere poboljšanja se takođe može utvrditi po odnosu promene nepovratnosti ciklusa, odnosno na osnovu promene eksergetskog stepena korisnosti ciklusa [2].

O opravdanosti unutrašnjeg prehlađivanja ipak ne treba suditi samo na osnovu promene koeficijenta hlađenja (iako je to učestali kriterijum). Naime, unutrašnje prehlađivanje obezbeđuje suv usis kompresora, bez prisustva tečnosti, štiteći kompresor od „tečnog udara”. Takođe, pomaže da rashladni fluid ispari iz kapljica ulja u samom prehlađivaču, a ne u cilindru kompresora, kod rashladnih fluida koji se dobro mešaju sa uljima. Ipak, povećanje pregrevanja može rezultovati znatnim povišenjem temperature na potisu, pri čemu može doći do razgradnje ulja i smanjenja performansi kompresora [3].

U dostupnoj literaturi poprilično je ispitivan uticaj unutrašnjeg prehlađivača (eng. *Internal Heat Exchanger - IHX*) kod CO₂ sistema, kako u režimu hlađenja, tako i u režimu grejanja. Ipak, nešto više pažnje je posvećeno rashladnim sistemima, zbog direktnog i većeg uticaja unutrašnjeg prehlađivanja na sam ciklus.

Za CO₂ sisteme koji rade u režimu hlađenja (eng. *air conditioning - AC mode*), izvori potvrđuju da ugradnja unutrašnjeg prehlađivača (nadalje *IHX*) rezultuje poboljšanjem sistema, ujedno i povećanjem *COP*-a. Među prvima, rad [4], na primeru natkritičnog CO₂ sistema kod automobila, je pokazao da je ugradnja *IHX* zajedno sa usisnim akumulatorom doprinela povećanju koeficijenta hlađenja. Razlog tome je smanjenje gubitaka usled prigušivanja, kada u prigušni ventil ulazi prehlađena tečnost. U radu [5] je prikazan uticaj *IHX*-a na sličnom primeru, gde se došlo do zaključka da ugradnja ovog uređaja doprinosi povećanju rashladnog učinka i koeficijenta hlađenja čak do 25%. Ovaj pozitivan uticaj se najviše manifestuje kod režima sa višim temperaturama spoljnog vazduha. Takođe, *IHX* doprinosi i snižavanju optimalnog pritiska u hladnjaka gasa. Ipak, *IHX* može i sniziti *COP* kada sistem radi u potkritičnom području, što je prikazano u radu [6] kroz termodinamičku analizu i eksperimentalnu validaciju.

Kad su u pitanju CO₂ sistemi koji rade u režimu grejanja (eng. *heat pump - HP mode*), u dostupnoj literaturi su većinski analizirane toplotne pumpe za zagrevanje vode u domaćinstvima. U radu [7] su numerički ispitivane performanse sistema za zagrevanje vode sa koaksijalnim *IHX* i eksperimentalno validirane. Utvrđeno je da poboljšanje postoji, ali je ono malo. Do sličnog zaključka su eksperimentalno došli i autori radova [8] i [9]. Takođe, eksergetska analiza u radu [9] je pokazala da eksergetski gubici kompresora, hladnjaka gasa i isparivača rastu, a eksergetski gubici prigušnog ventila opadaju sa ugradnjom *IHX*. Ipak, neki teorijski modeli pokazuju da se i kod CO₂ toplotnih pumpi sa dodavanjem *IHX* mogu očekivati niže vrednosti optimalnog pritiska [10].

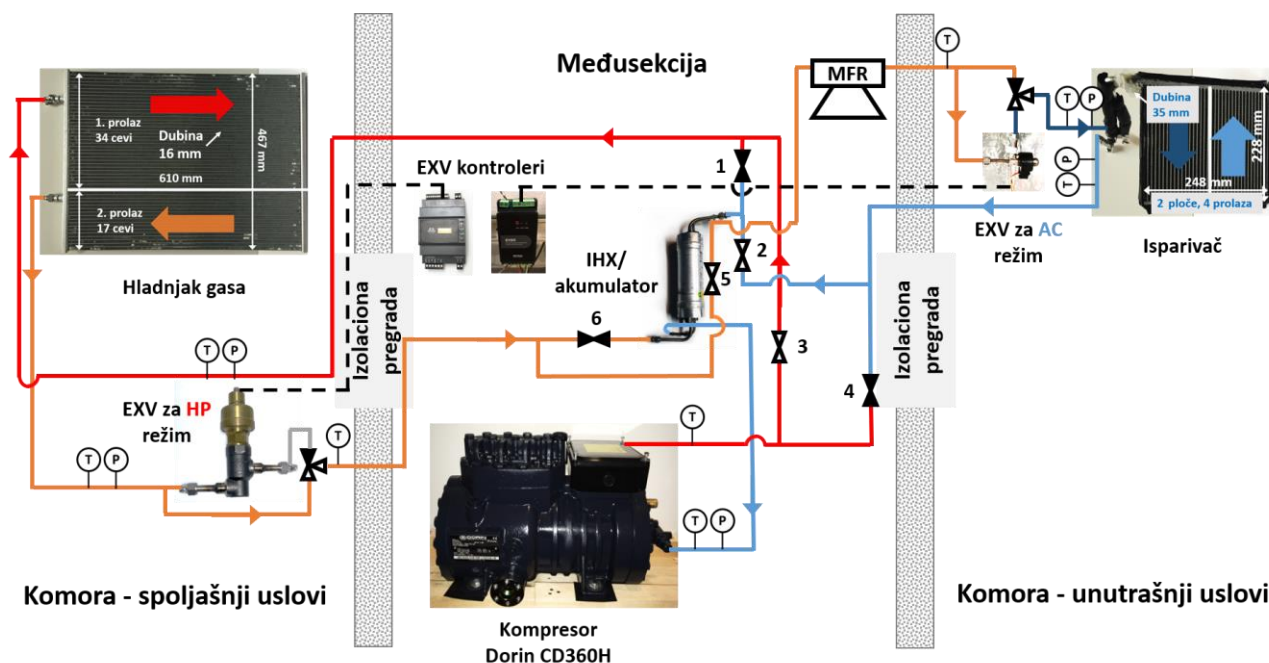
Kao što se može primetiti, dostupni radovi ispituju uticaj unutrašnjeg prehlađivača na sisteme koji rade samo u jednom od odabranih režima (režim hlađenja ili grejanja). Međutim, uticaj unutrašnjeg prehlađivača kod reverzibilnih sistema je nedovoljno istraživan. Reverzibilni sistem predstavlja sistem koji može raditi i u režimu hlađenja (rashladni uređaj) i u režimu grejanja (toplotna pumpa) u zavisnosti od perioda godine. Promena toka rashladnog fluida i sama reverzija ciklusa se obavlja promenom položaja za to namenjenih ventila, gde trenutni isparivač postaje kondenzator, a trenutni kondenzator isparivač, i obratno. Kod takvih sistema ne mogu se očekivati slični rezultati kao kod sistema koji su dimenzionisani da rade samo u jednom režimu. Naime, učestalo je da razmenjivačka površina isparivača bude oko 1/3 razmenjivačke površine kondenzatora kod tipičnih kućnih i automobilskih sistema. Takođe, zbog manje ograničenja oko buke, maseni protok vazduha kroz spoljašnju razmenjivačku površinu je veći nego kod unutrašnje, što rezultuje boljom efikasnošću razmenjivačke

površine [3]. Imajući sve to u vidu, može se pretpostaviti da će reverzibilni sistem u režimu grejanja raditi neefikasnije nego tipična toplotna pumpa, zbog većeg isparivača i malog kondenzatora, dok se u režimu hlađenja mogu očekivati slični rezultati.

U ovom radu biće predstavljen jedan reverzibilni CO₂ sistem, gde će se posmatrati njegov rad pri različitim uslovima i u režimu hlađenja i u režimu grejanja, sa i bez unutrašnjeg prehlađivača *IHX*. Kako bi se u okviru istog režima rada mogli porediti sistemi sa i bez *IHX*, za oba sistema je prvo eksperimentalno određeno optimalno punjenje CO₂ i razvijene kontrolne jednačine za postizanje optimalnog pritiska, odnosno maksimalnog *COP*-a. Ova instalacija je namenjena za simulaciju rada CO₂ sistema koji se koriste kod električnih automobila, pa su zato i sprovedeni eksperimenti koji su karakteristični za ovakve sisteme.

2 Eksperimentalna instalacija

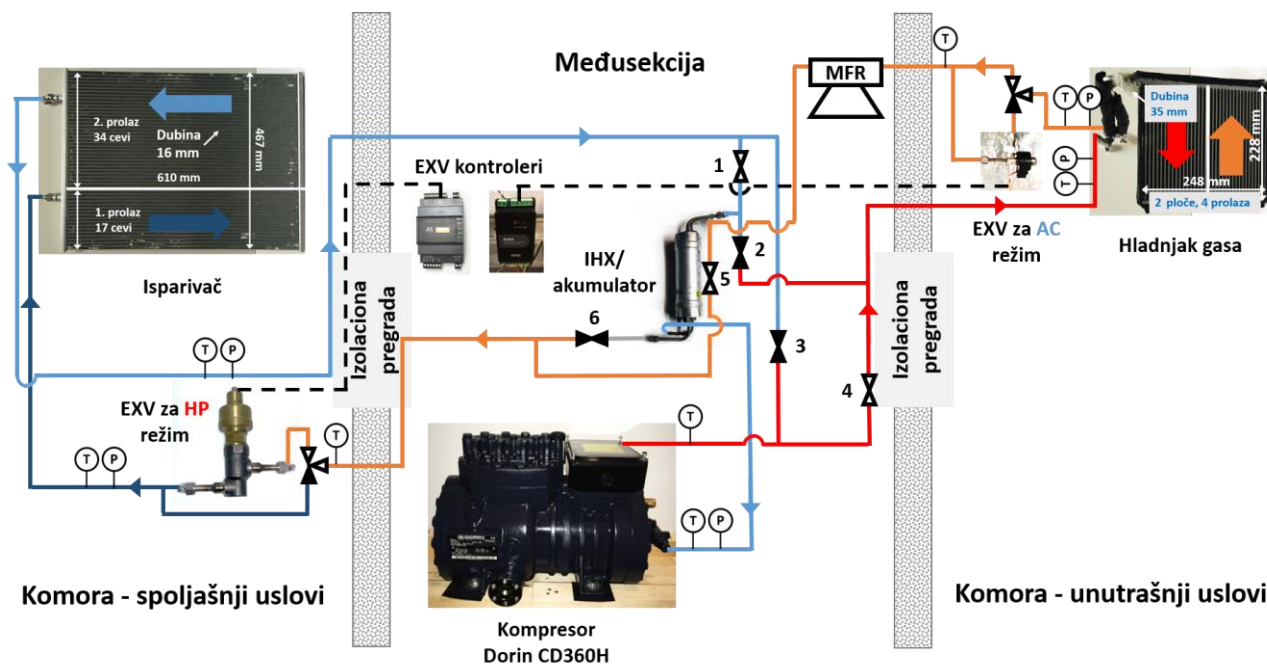
Predmetna eksperimentalna instalacija izvedena je u okviru jedne od laboratorija Centra za ispitivanje klimatizacionih i rashladnih sistema (*ACRC - Air conditioning & Refrigeration Center*) Univerziteta Illinois u Urbani, i primenjuje se za simulaciju rada takvih sistema kod električnih automobila. U laboratoriji se nalaze dve izolovane i kalibrisane komore u kojima se mogu održavati željeni uslovi. Uglavnom se praktikuje da se u jednoj održavaju uslovi spoljašnje sredine, a u drugoj unutrašnje sredine. Za kontrolu temperature, vlažnosti i protoka vazduha unutar komore, koriste se glikolski hladnjak, PID kontrolisani zagrevač vazduha, uređaj za raspršivanje pare i VFD kontrolisani ventilatori, smešteni unutar kanalskih sekcija za svaku od navedenih komora. Hlađenje glikola se ostvaruje uz pomoć odvojenog rashladnog sistema koji se sastoji od dva redno spregnuta čilera, pri čemu se u zavisnosti od opterećenja može koristiti i samo jedan čiler.



Slika 1. Jednostepeni reverzibilni CO₂ sistem - režim hlađenja (*AC mode*)

Na slici 1 je prikazan jednostepeni reverzibilni CO₂ sistem koji radi u režimu hlađenja (*AC mode*). Hladnjak gasa je smešten u komori za simuliranje spoljašnjih uslova pri kraju kanalske sekcije, dok je isparivač smešten u okviru kanalske sekcije u komori za simuliranje uslova u automobilskoj kabini. Oba razmenjivača su izvedeni kao mikrokanalski razmenjivači, pri čemu je spoljašnja razmenjivačka površina (hladnjak gasa u ovom slučaju) skoro 3 puta veća od unutrašnje. U komorama

su takođe smešteni i ekspanzioni ventili za oba režima, dok se veći deo komponenata nalazi između dve komore (međusekcija). Ovaj sistem pokreće dvocilindrični Dorin-ov kompresor poluhermetik.

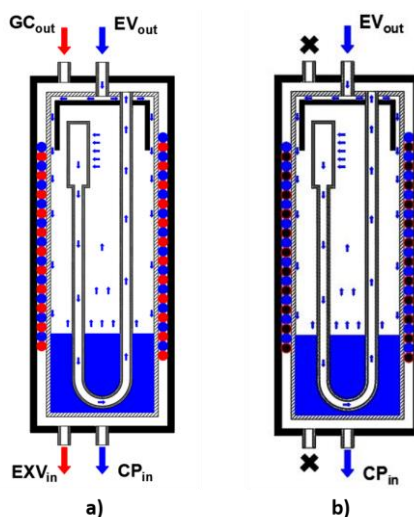


Slika 2. Jednostepeni reverzibilni CO₂ sistem - režim grejanja (HP mode)

Reverzija ciklusa, odnosno prelazak iz režima hlađenja u režim grejanja, se postiže korišćenjem loptastih ventila označenih od 1 do 4. Takođe, upotrebom trokrakih ventila zaobilazi se jedan ekspanzioni ventil dok drugi, odgovarajući za taj režim, počinje sa radom. Na šemi su otvoreni ventili i njihovi kraci prikazani belom, a zatvoreni crnom bojom. Na slici 2 je prikazan sistem u režimu grejanja, odnosno režimu toplotne pumpe (HP mode).

Za zaštitu kompresora od tečnog udara i potrebe prehlađivanja tečnosti, kod sistema je predviđen sud u kome su smešteni akumulator tečnosti (sud u sudu) i unutrašnji prehlađivač. Akumulator tečnosti predstavlja prevenciju da u kompresor ne prodre tečnost direktno sa izlaza iz isparivača. Naime, samo para, dospevši u akumulator, preko U-cevi biva usisana, a zatim se cevnom zmijom obmotanom oko spoljnog zida akumulatora vodi do usisa kompresora. Oko akumulatora tečnosti je takođe izvedena i cevna zmija unutrašnjeg prehlađivača, pri čemu je omogućena razmena toplote između tečnosti visokog i pare niskog pritiska. Na slici 3a se može videti presek unutrašnjeg prehlađivača - akumulatora (IHX - Acc) kada je prisutno prehlađivanje tečnosti. Otvaranjem ventila 5 i zatvaranjem ventila 6 (slika 1 i 2), rashladni fluid na strani visokog pritiska se preusmerava obilaznim vodom, pri čemu sistem tada radi bez unutrašnjeg prehlađivanja (slika 3b).

Da bi se pratio rad reverzibilnog CO₂ sistema, mereni su parametri rada sa strane rashladnog fluida, sa strane vazduha i sa strane same izolovane komore. Na slici 1 i 2 mogu se videti predviđena mesta davača pritiska, sonde za merenje temperature i merača protoka za merenje parametara sa strane rashladnog fluida. Sa strane vazduha, za merenje temperature, vlažnosti i protoka vazduha korišćeni su termoparovi, senzori za merenje vlažnosti vazduha, kao i mlaznice i diferencijalni davači pritiska. Davači snage su korišćeni za merenje potrošnje energije unutar izolovanih komora. Kod glikolskog kruga korišćen je dodatni merač protoka, kao i dodatne sonde za merenje temperature na ulazu i izlazu iz komora. Protok glikola kroz obe komore je kontrolisan uz pomoću regulacionih ventila i podešavanjem brzine pumpe kod sekundarnog čilera.



Slika 3. Prikaz IHX – Acc: a) sa unutrašnjim prehlađivanjem;
b) bez unutrašnjeg prehlađivanja

Svi senzori su kalibrisani pre ugradnje, a njihovi signali su izmereni korišćenjem HP 75000B data logera i konvertovani u jedinice SI sistema uz pomoć softvera VEE. Tokom svakog merenja, radi prikupljanja verodostojnih podataka, čekalo se minimum 30 min da se sistem stabilizuje, a zatim se u narednih 20 min vršilo čitanje i snimanje podataka u intervalu od 6 s za svaku seriju.

3 Obrada podataka

Nakon završetka prikupljanja podataka u okviru jednog merenja, podaci su obrađivani uz pomoć Matlab-a. Ostvareni rashladni učinci u režimu hlađenja i grejni učinci u režimu grejanja posmatranog sistema definisani su preko tri karakteristična bilansa: sa strane rashladnog fluida, sa strane vazduha i sa strane izolovane komore. Za proračun termofizičkih karakteristika CO₂ i vazduha, samim tim i definisanje stanja, korišćena je komercijalna baza podataka Refprop 9.0 [11].

Prilikom određivanja stanja rashladnog fluida u okviru levokretnog ciklusa, uziman je u obzir uticaj ulja. Ulje koje se koristi za podmazivanje kompresora je POE ulje, a udeo ulja u rashladnom fluidu (eng. *OCR - Oil Circulation Ratio*) je meren na tečnom vodu. Izmereno je da je udeo ulja 2% i ustanovljeno je da je njegov uticaj na ostvareni učinak zanemarljiv. Takođe, potrebno je napomenuti da izmereni maseni protok (\dot{m}_r) predstavlja maseni protok mešavine rashladnog fluida i ulja.

Ostvareni rashladni učinak isparivača ($\dot{Q}_{e,r}$) i grejni učinak hladnjaka gasa ($\dot{Q}_{gc,r}$) sa strane rashladnog fluida predstavljeni su jednačinama (1) i (2). Rashladni učinak u jednačini (1) je definisan odgovarajućim protocima i razlikama entalpija rashladnog fluida i ulja na izlazu ($h_{r,e,out}$ i $h_{o,e,out}$) i ulazu ($h_{r,e,in}$ i $h_{o,e,in}$) u isparivač, respektivno. S druge strane, grejni učinak u jednačini (2) je definisan odgovarajućim protocima i razlikama entalpija rashladnog fluida i ulja na ulazu ($h_{r,gc,in}$ i $h_{o,gc,in}$) i izlazu ($h_{r,gc,out}$ i $h_{o,gc,out}$) iz hladnjaka gasa, respektivno.

$$\dot{Q}_{e,r} = (1 - OCR)\dot{m}_r(h_{r,e,out} - h_{r,e,in}) + OCR \cdot \dot{m}_r(h_{o,e,out} - h_{o,e,in}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{gc,r} = (1 - OCR)\dot{m}_r(h_{r,gc,in} - h_{r,gc,out}) + OCR \cdot \dot{m}_r(h_{o,gc,in} - h_{o,gc,out}) \quad (2)$$

Sa strane vazduha, rashladni učinak ($\dot{Q}_{e,a}$) u jednačini (3) je definisan protokom vazduha ($\dot{m}_{a,e}$) i razlikom entalpija vazduha na ulazu ($h_{a,e,in}$) i izlazu ($h_{a,e,out}$) iz isparivača. Takođe, grejni učinak ($\dot{Q}_{gc,a}$) u jednačini (4) je definisan protokom vazduha ($\dot{m}_{a,gc}$) i razlikom entalpija vazduha na izlazu ($h_{a,gc,out}$) i ulazu ($h_{a,gc,in}$) u hladnjak gasa.

$$\dot{Q}_{e,a} = \dot{m}_{a,e} (h_{a,e,in} - h_{a,e,out}) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{gc,a} = \dot{m}_{a,gc} (h_{a,gc,out} - h_{a,gc,in}) \quad (4)$$

Sa strane izolovane komore, rashladni učinak ($Q_{e,c}$) i grejni učinak ($Q_{gc,c}$) su predstavljeni jednačinama (5) i (6). Ovi učinci su izraženi preko bilansa koji obuhvataju snage uređaja ($\sum P_{el}$) instaliranih u obe komore, gubitke (Q_{loss}) i dobitke (Q_{gain}) toplote unutar komora i količinu toplote u jedinici vremena odvedenu glikolskim hladnjakom. Učinak glikolskog hladnjaka je definisan protokom glikola (\dot{m}_{gl}) i razlikom entalpija glikola na izlazima ($h_{gl,out}$) i ulazima ($h_{gl,in}$) u komore.

$$\dot{Q}_{e,c} = \sum P_{el} - \dot{Q}_{loss} - \dot{m}_{gl} (h_{gl,out} - h_{gl,in}) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{gc,c} = \dot{m}_{gl} (h_{gl,out} - h_{gl,in}) - (\sum P_{el} + \dot{Q}_{gain}) \quad (6)$$

Učinak unutrašnjeg prehladivča IHX ($Q_{IHX,r}$) je definisan u jednačini (7) odgovarajućim protocima i razlikama entalpija rashladnog fluida i ulja na izlazu ($h_{r,gc,out}$ i $h_{o,gc,out}$) iz hladnjaka gasa i ulazu ($h_{r,exv,in}$ i $h_{o,exv,in}$) u ekspanzioni ventil, respektivno.

$$\dot{Q}_{IHX,r} = (1 - OCR) \dot{m}_r (h_{r,gc,out} - h_{r,exv,in}) + OCR \cdot \dot{m}_r (h_{o,gc,out} - h_{o,exv,in}) \quad (7)$$

Osrednjavanjem proračunatih vrednosti rashladnih i grejnih učinaka iz gore navedenih bilansa dobijaju se $Q_{e,av}$ i $Q_{gc,av}$. Uz pomoć jednačina (8) i (9) se mogu definisati koeficijent hlađenja (COP_{AC}) i koeficijent grejanja (COP_{HP}), gde P_{comp} predstavlja izmerenu ukupnu potrošnju električne energije za pogon kompresora.

$$COP_{AC} = \frac{\dot{Q}_{e,av}}{P_{comp}} \quad (8)$$

$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_{gc,av}}{P_{comp}} \quad (9)$$

U okviru same obrade podataka uključena je bila i analiza greške zasnovana na metodi u literaturi [12]. U skladu sa metodom, greška je predstavljena u vidu izračunate vrednosti R , koja predstavlja funkciju N grešaka nezavisnih merenja (X_1, X_2, \dots, X_N), i predstavljena je jednačinom (10):

$$\delta R = \left(\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

Greške svakog pojedinačnog merenja su definisane jednačinom (11):

$$\delta X_i = \left(\delta X_{i,A}^2 + \delta X_{i,B}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

U jednačini (11), $\delta X_{i,A}$ predstavlja grešku samog merenja X_i , koja je izračunata na osnovu standardne devijacije grupe podataka u toku snimanja od 20 min. S druge strane, $\delta X_{i,B}$ predstavlja grešku samog mernog instrumenta definisanu od strane proizvođača ili pak definisanu u toku kalibracije instrumenta.

4 Setovi eksperimenata

Kako bi se utvrdio uticaj unutrašnjeg prehladivača na posmatrani sistem, sprovedene su grupe eksperimenata za bazni (bez IHX -a) i unapređeni (sa IHX) CO_2 sistem. Ove grupe su prilagođene

karakterističnom režimu rada sistema u letnjem i zimskom periodu godine. Za svaki režim rada sprovedene su po dve grupe eksperimenata, od kojih je u jednoj posmatrano variranje temperature spoljnog vazduha (ambijentalne temperature), a u drugoj hlađenje ili zagrevanje vazduha unutar kabine automobila, u zavisnosti od režima.

U tabeli 1 predstavljene su dve grupe eksperimenata sa definisanim uslovima rada sistema u režimu hlađenja (*AC mode*). Prva grupa eksperimenata vezana je za variranje ambijentalne temperature ($t_{a,gc,in}$) pri zadatoj temperaturi vazduha u kabini automobila ($t_{a,e,in}$). Protoci vazduha u obe komore se održavaju konstantnim održavanjem definisanih brzina vazduha ($w_{a,e,in}$ i $w_{a,gc,in}$) sa obe strane. U komori za simulaciju unutrašnjih uslova se pored temperature održava i niska relativna vlažnost ($\varphi_{a,e,in}$), ali i konstantna temperatura vazduha na izlazu iz isparivača ($t_{a,e,out}$). Konstantna temperatura se postiže promenom brzine kompresora, pri čemu se ujedno održava i isti rashladni učinak na isparivaču.

Tabela 1: Eksperimentalni uslovi za rad sistema u režimu hlađenja - *AC mode*

Grupa	Opis grupe eksperimenata	$t_{a,e,in}$ [°C]	$\varphi_{a,e,in}$ [%]	$w_{a,e,in}$ [m/s]	$t_{a,gc,in}$ [°C]	$w_{a,gc,in}$ [m/s]	Brzina kompresora [%]
1	Variranje ambijentalne temperature	25	20	2,5	25÷40	3,0	Različite vrednosti koje ispunjavaju: $t_{a,e,out} = 5 \text{ °C}$
2	Hlađenje vazduha u kabini automobila	25÷40	20	2,5	40	3,0	Različite vrednosti koje ispunjavaju: $t_{a,e,out} = t_{a,e,in} - 20 \text{ °C}$

Druga grupa eksperimenata simulira hlađenje vazduha u kabini automobila od 40 °C do 25 °C, pri zadatoj ambijentalnoj temperaturi. Protoci vazduha i relativna vlažnost se održavaju konstantnim, dok se brzina kompresora podešava tako da izlazna temperatura vazduha iz isparivača bude za 20 °C niža od ulazne.

Tabela 2: Eksperimentalni uslovi za rad sistema u režimu grejanja - *HP mode*

Grupa	Opis grupe eksperimenata	$t_{a,e,in}$ [°C]	$\varphi_{a,e,in}$ [%]	$w_{a,e,in}$ [m/s]	$t_{a,gc,in}$ [°C]	$w_{a,gc,in}$ [m/s]	Brzina kompresora [%]
1	Variranje ambijentalne temperature	-10÷10	40	3,0	20	1,7	Različite vrednosti koje ispunjavaju: $t_{a,gc,out} = 50 \text{ °C}$
2	Zagrevanje vazduha u kabini automobila	5	40	3,0	5÷20	1,7	Različite vrednosti koje ispunjavaju: $t_{a,gc,out} = t_{a,gc,in} + 30 \text{ °C}$

Za režim grejanja (*HP mode*), kada sistem radi kao toplotna pumpa, predstavljene su dve grupe eksperimenata u tabeli 2. Prva grupa eksperimenata, nalik prvoj grupi prethodnog režima, bazira se na variranju ambijentalne temperature vazduha ($t_{a,e,in}$) pri zadatoj temperaturi vazduha u kabini kola ($t_{a,gc,in}$). Protoci vazduha i relativna vlažnost se održavaju konstantnim, dok se brzina kompresora podešava u cilju održavanja konstantne temperature vazduha na izlazu iz hladnjaka gasa ($t_{a,gc,out}$) i postizanja istog grejnog učinka na hladnjaku gasa.

Druga grupa eksperimenata simulira zagrevanje vazduha u kabini automobila od 5 °C do 20 °C, pri zadatim spoljnim uslovima. Izlazna temperatura vazduha iz hladnjaka gasa se održava za 30 °C višom od ulazne podešavanjem brzine kompresora.

Potrebno je napomenuti da se u svim eksperimentima, u komori u kojoj je smešten isparivač, održava niska relativna vlažnost vazduha (iako ona nije realistična), kako bi se sprečila pojava inja na isparivaču i samim tim izbegla nestabilna stanja. Takođe, da bi se gore navedene grupe eksperimenata sprovele za sistem sa i bez *IHX*, potrebno je bilo prvo sprovesti pripremne eksperimente u cilju određivanja optimalnog punjenja sistema sa CO_2 i određivanja kontrolnih jednačina optimalnog pritiska.

Prilikom određivanja optimalnog punjenja u režimu hlađenja, eksperimenti su sprovedeni u skladu sa SAE standardom [13]. U obe komore održavane su iste temperature vazduha $t_{a,e,in} = t_{a,gc,in} = 40\text{ }^\circ\text{C}$, konstantni protoci (kao u tabeli 1), kao i fiksna brzina kompresora (70% od ukupne). Početno punjenje sistema bez *IHX* je bilo 1000 g, a zatim je dodavano po 50 g rashladnog fluida sve do 1650 g. Kod sistema sa *IHX*, punjenje se vršilo od 850 g do 1400 g, sa korakom od 50 g. Slična procedura se koristila i za određivanje optimalnog punjenja u režimu grejanja, pri čemu su održavane temperature $t_{a,e,in} = 0\text{ }^\circ\text{C}$ i $t_{a,gc,in} = 10\text{ }^\circ\text{C}$, i fiksna brzina kompresora (80% od ukupne). Kod oba sistema (sa i bez *IHX*), punjenje rashladnim fluidom se vršilo od 700 g do 1100 g, sa korakom 50 g. Prilikom svakog dodavanja od 50 g (u oba režima i za oba sistema) vršeno je prikupljanje podataka za tri različita pritiska u hladnjaku gasa, zbog nepostojanja kontrolne jednačine, a zatim je za dalju analizu korišćena tačka sa najvećim *COP*-om.

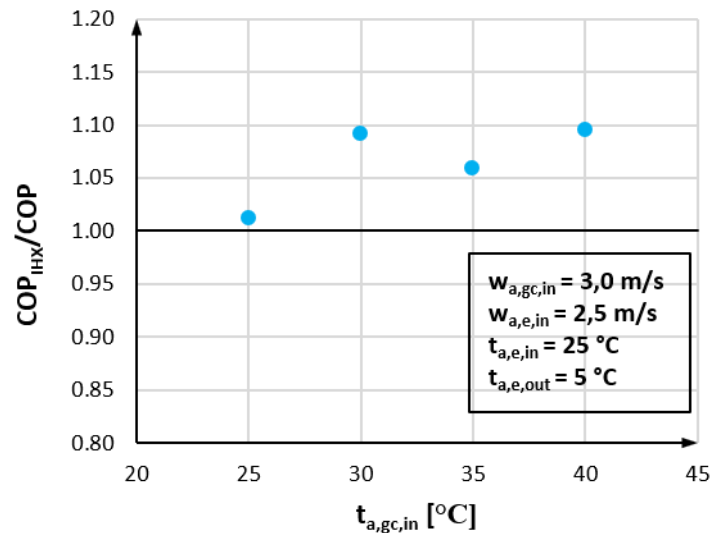
Kad su u pitanju eksperimenti za određivanje pritiska koji će rezultovati najvećim *COP*-om, slična procedura je primenjena kod oba režima rada sistema, sa i bez *IHX*-a. Naime, za zadate temperature vazduha u obe komore i definisanu brzinu kompresora, promenom otvorenosti ekspanzionog ventila menjao se i pritisak u hladnjaku gasa. Odabirom pritiska sa kojim se postiže maksimalni *COP*, određena je jedna tačka u razvoju krive optimalnih pritisaka. Daljom promenom uslova i traženjem optimalnih pritisaka, formirana je i kontrolna jednačina.

5 Rezultati merenja i diskusija

Budući da eksperimentalno određivanje optimalnog punjenja sistema i razvoj kontrolnih jednačina ne predstavljaju predmet ovog rada, već samo preduslov za sprovođenje gore definisanih eksperimenata, u daljem radu neće biti detaljno analizirani ovi rezultati. Ipak, biće izvučeni određeni zaključci radi preciznijeg definisanja uticaja *IHX*-a na reverzibilni sistem.

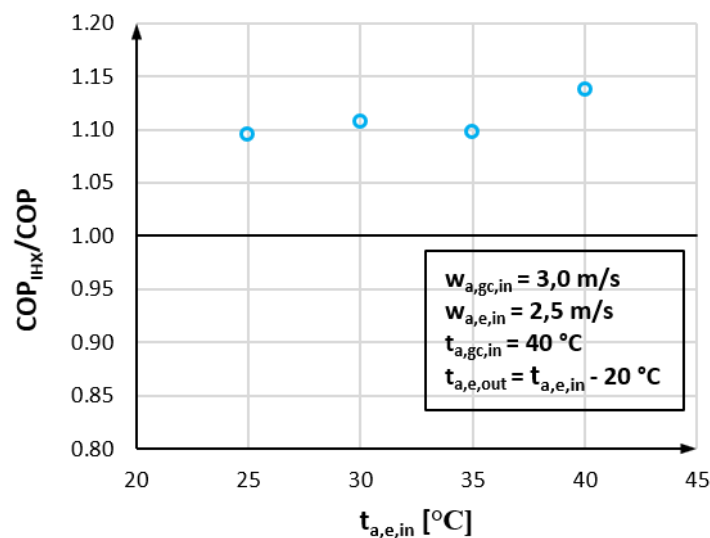
Naime, eksperimentalno je utvrđeno da je optimalno punjenje sistema bez *IHX*-a u režimu hlađenja 1450 g, dok je sa *IHX*-om ono 1300 g. U režimu grejanja, optimalno punjenje sistema sa i bez *IHX*-a je isto i iznosi 950 g. Ovde se može zaključiti da uvođenje nove komponente u sistem ne mora rezultovati povećanjem punjenja, ukoliko ta komponenta ostvaruje neko unapređenje, poput unutrašnjeg prehladivača.

Što se tiče razvoja kontrolnih jednačina optimalnog pritiska, u režimu hlađenja potvrđeno je da uvođenje *IHX*-a doprinosi snižavanju optimalnog pritiska, kao što je to pomenuto u dostupnoj literaturi. Na konkretnom primeru, eksperimenti su pokazali da uvođenje *IHX*-a doprinosi snižavanju optimalnog pritiska od 2,4 bar do 6,7 bar, pri čemu je to sniženje prisutnije pri višim ambijentalnim temperaturama. S druge strane, u režimu grejanja uvođenje *IHX*-a ne utiče značajno na snižavanje optimalnog pritiska. Ipak, ono utiče na promenu nagiba linije, pa će pri višim temperaturama CO_2 na izlazu iz hladnjaka gasa, ta razlika biti uočljivija.



Slika 4. Uticaj IHX na sistem pri variranju ambijentalnih uslova - AC mode

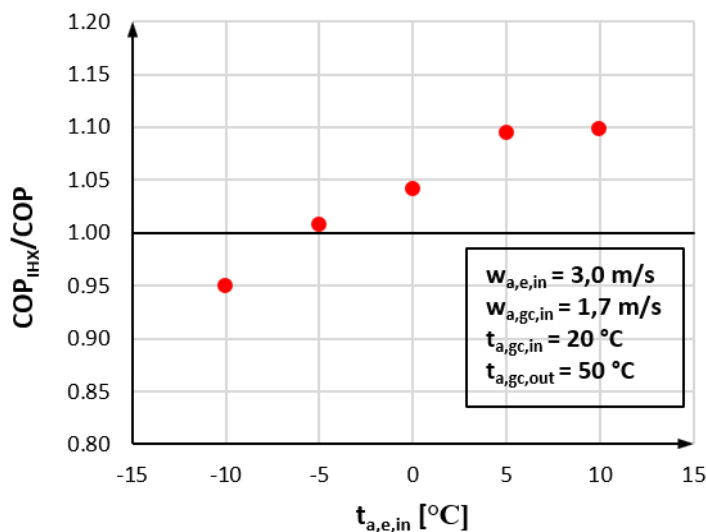
Prva grupa eksperimenata kada sistem radi u režimu hlađenja, kao što je to pomenuto ranije, analizirala je uticaj unutrašnjeg prehlađivača prilikom variranja ambijentalnih temperatura, pri zadatim unutrašnjim temperaturama vazduha i istom rashladnom učinku. Rezultati su prikazani na slici 4, iskazani preko odnosa efektivnih koeficijenata hlađenja za sistem sa i bez unutrašnjeg prehlađivača (COP_{IHx}/COP). Ukoliko je taj odnos veći od 1, onda je uticaj unutrašnjeg prehlađivača na sistem pozitivan, dok u suprotnom nije opravdana njegova primena. Pri nižim ambijentalnim temperaturama ($t_{a,gc,in} = 25 \text{ }^{\circ}C$), sistem radi u potkritičnom području, gde je uticaj unutrašnjeg prehlađivanja manji (samo 1,2%). Pri višim ambijentalnim temperaturama, sistem radi u natkritičnom području, pa je i uticaj unutrašnjeg prehlađivača veći na sistem (od 5,9% do 9,5%). Razlog tome je što, prilikom rada u natkritičnom području, uvođenje IHX-a doprinosi snižavanju optimalnog pritiska, smanjenju gubitaka usled prigušivanja i povišenju temperatura isparavanja.



Slika 5. Uticaj IHX na sistem pri hlađenju vazduha u kabini automobila - AC mode

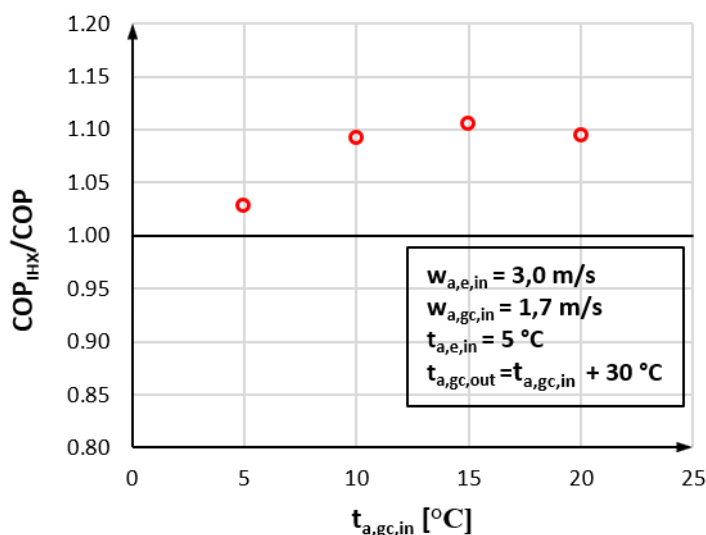
Na slici 5 prikazani su rezultati grupe eksperimenata koja se zasniva na simulaciji hlađenja vazduha u kabini automobila pri zadatoj ambijentalnoj temperaturi. Naime, počinje se od uslova termičke ravnoteže, odnosno iste temperature vazduha u obe komore ($t_{a,e,in} = t_{a,gc,in} = 40 \text{ }^{\circ}C$), a zatim se

temperatura snižava u komori za simuliranje unutrašnjih uslova. Rezultati pokazuju da je sistem unapređen sa uvođenjem IHX-a od 9,5% do 13,8% za sve definisane uslove, pri čemu se najveće poboljšanje ostvaruje upravo prilikom startovanja sistema.



Slika 6. Uticaj IHX na sistem pri variranju ambijentalnih uslova - HP mode

Prva grupa eksperimenata, kada sistem radi u režimu grejanja, analizirala je uticaj unutrašnjeg prehlađivača pri različitim ambijentalnim temperaturama, pri zadatim unutrašnjim temperaturama vazduha i istom grejnom učinku. Pri svakoj ambijentalnoj temperaturi, sistem radi u natkritičnom području. Ipak, pri nižim ambijentalnim temperaturama ($t_{a,e,in} = -10$ °C), primena unutrašnjeg prehlađivanja dovodi do značajnog pregrevanja pare i porasta temperature na potisu kompresora. Zbog ove pojave, dolazi do ograničenja u radu kompresora iz bezbedonosnih razloga, što rezultuje neefikasnošću sistema sa IHX. Pri višim ambijentalnim temperaturama, sistem sa IHX je efikasniji od baznog sistema (od 4,2% do 9,8%). Rezultati ove grupe eksperimenata su prikazani na slici 6.



Slika 7. Uticaj IHX na sistem pri zagrevanju vazduha u kabini automobila - HP mode

Druga grupa eksperimenata na sistemu u režimu grejanja zasniva se na simulaciji zagrevanja kabine automobila pri zadatim ambijentalnim uslovima. Slično kao i kod režima hlađenja, u ovoj seriji eksperimenata počinje se od istih temperatura vazduha u obe komore ($t_{a,e,in} = t_{a,gc,in} = 5$ °C).

Ipak, u ovom slučaju pozitivan uticaj unutrašnjeg prehlađivača na sistem prilikom startovanja je najmanji (samo 2,8%). Daljim zagrevanjem vazduha u kabini, sistem koji koristi *IHX* ostvaruje veći benefit u odnosu na bazni sistem (od 9,2% do 10,5%). Rezultati ove grupe eksperimenata su predstavljeni na slici 7.

Uprkos niskim relativnim vlažnostima koje se održavaju unutar komore, u kojoj se nalazi isparivač reverzibilnog sistema, neminovno dolazi do stvaranja inja na isparivaču posle određenog perioda rada. Niske relativne vlažnosti i niska temperatura tačke rose se obezbeđuju korišćenjem glikolskog hladnjaka. Ipak, u cilju postizanja odgovarajućih uslova u komori, često temperatura isparavanja bude niža od temperature tačke rose. Eksperimenti su pokazali ukoliko je razlika između te dve temperature veća od 3 °C, vrlo brzo će se uhvatiti prvi slojevi inja, pri temperaturama ispod nule. Iz tog razloga, u režimu grejanja je kod sistema razmatran uticaj unutrašnjeg prehlađivača i na temperaturu isparavanja za prethodne grupe eksperimenata. Ustanovljeno je da primena *IHX*-a obezbeđuje više temperature isparavanja u odnosu na bazni sistem, pri čemu se proces stvaranja inja usporava. Razlika između temperatura isparavanja dostiže i do 6,1 °C, gde pri ambijentalnoj temperaturi $t_{a,e,in} = 0$ °C, ova razlika iznosi 2,3 °C.

6 Zaključak

U ovom radu je predstavljen jednostepeni reverzibilni CO₂ sistem, koji može raditi i u režimu hlađenja (rashladni uređaj), i u režimu grejanja (toplotna pumpa). Ovaj sistem je izveden u okviru jedne laboratorije ACRC centra Univerziteta Illinois u Urbani s ciljem simulacije različitih uslova rada sistema kod električnih automobila. U radu je pre svega eksperimentalno ispitan uticaj unutrašnjeg prehlađivača (*IHX*) na sistem u režimima hlađenja i grejanja.

U cilju adekvatnog poređenja sistema sa i bez *IHX*, najpre je eksperimentalno određeno optimalno punjenje CO₂ za oba sistema i oba režima. Zatim su razvijene kontrolne jednačine optimalnog pritiska, radi ostvarivanja maksimalnog *COP*-a. Ovi eksperimenti su predstavljali preduslov za ispitivanje uticaja unutrašnjeg prehlađivača, pa njihovi rezultati nisu detaljno predstavljeni u radu. Bez obzira, pokazalo se da dodavanje nove komponente (*IHX*) ne dovodi do povećanja potrebe za punjenjem, čak dovodi i do smanjenja iste. U režimu hlađenja, primena *IHX* dovodi do snižavanja optimalnog pritiska čak do 6,7 bar, dok u režimu grejanja ne utiče znatno na njegovo snižavanje.

Uticaj unutrašnjeg prehlađivača je ispitivan u oba režima kroz definisane grupe eksperimenata. Prva grupa eksperimenata za oba režima se zasnivala na variranju ambijentalnih uslova, dok su uslovi u kabini automobila održavani fiksnim. Druga grupa eksperimenata, u zavisnosti od režima, se zasnivala na hlađenju ili grejanju vazduha u kabini automobila, pri zadatim ambijentalnim uslovima. Rezultati su pokazali da unutrašnji prehlađivač *IHX* pozitivno utiče na reverzibilni sistem u većini slučajeva. Izuzeci su kada postoje ograničenja u radu kompresora, kao i kad sistem radi u potkritičnom režimu, kada benefit ove komponente nije značajan. Takođe, rezultati eksperimenata su pokazali da se u režimu grejanja efektivni koeficijent grejanja može povećati za 10,5% uvođenjem unutrašnjeg prehlađivača, dok se u režimu hlađenja efektivni koeficijent hlađenja može povećati za 13,8%.

Unutrašnji prehlađivač, pored navedenih benefita, obezbeđuje i siguran rad sistema. Pregrevanjem pare štiti kompresor od „tečnog” udara i obezbeđuje otparavanje rashladnog fluida iz kapljica ulja. Takođe, obezbeđuje i više temperature isparavanja, pri čemu se proces pojave inja usporava. Sve ove prednosti unutrašnjeg prehlađivača potvrđuju opravdanost ove mere poboljšanja kod jednostepenih CO₂ sistema.

7 Zahvalnica

Ovaj rad predstavlja jedan od rezultata šestomesečnog ispitivanja u okviru laboratorije Univerziteta Illinois u Urbani, pod mentorstvom profesora Predraga Pege Hrnjaka. Ovim putem izražavamo zahvalnost dragom profesoru na vremenu, savetima i posvećenosti, bez koga ovaj rad ne bi bio moguć.

8 Literatura

- [1] **Cernicin, V., W. Zhang, P. Hrnjak**, The role of internal heat exchanger in an R744 vapor compression system in the Heat pump mode under various conditions, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, US, 2022*
- [2] **Markoski, M.**, *Rashladni uređaji I i II deo*, Mašinski fakultet Univerzitet u Beogradu, Beograd, Srbija, 2013.
- [3] **Zhang, W., V. Cernicin, P. Hrnjak**, The role of internal heat exchanger in an R744 vapor compression system in the Air-conditioning mode under various conditions, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, US, 2022*
- [4] **Lorentzen, G., J. Pettersen**, A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, *International Journal of Refrigeration*, 16 (1993), 4-12
- [5] **Boewe, D., J. Yin, Y. C. Park, C. W. Bullard, P. S. Hrnjak**, The role of suction line heat exchanger in transcritical R744 Mobile A/C systems, *SAE Technical Papers*, 724 (1999)
- [6] **Zhang, F. Z., P. X. Jiang, Y. S. Lin, Y. W. Zhang**, Efficiencies of subcritical and transcritical CO₂ inverse cycles with and without an internal heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 31 (2011), 432-438
- [7] **Kim, S. G., Y. J. Kim, G. Lee, M.S. Kim**, The performance of a transcritical CO₂ cycle with an internal heat exchanger for hot water heating, *International Journal of Refrigeration*, 28 (2005), 1064-1072
- [8] **Fernandez, N., Y. Hwang, R. Radermacher**, Comparison of CO₂ heat pump water heater performance with baseline cycle and two high COP cycles, *International Journal of Refrigeration*, 33 (2010), 635-644
- [9] **Cao, F., Z. Ye, Y. Wang**, Experimental investigation on the influence of internal heat exchanger in a transcritical CO₂ heat pump water heater, *Applied Thermal Engineering*, 168 (2020), 114855
- [10] **Ye, Z., Y. Wang, Y. Song, X. Yin, F. Cao**, Optimal discharge pressure in transcritical CO₂ heat pump water heater with internal heat exchanger based on pinch point analysis, *International Journal of Refrigeration*, 118 (2020), 12-20
- [11] **Lemmon, E. W., M. L. Huber, M. O. McLinden**, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, Version 9.0, *National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, (2010)*
- [12] **Moffat, R. J.**, Describing the uncertainties in experimental results, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1 (1988), 3-17
- [13] **SAE, J. (n.d.)**. 2765. Procedure for measuring system COP (coefficient of performance) of a mobile air conditioning system on a test bench, (2008)