

АКАДЕМИЈА НАУКА И УМЈЕТНОСТИ РЕПУБЛИКЕ СРПСКЕ

НАУЧНИ СКУПОВИ

Књига XXXVIII

ОДЈЕЉЕЊЕ ПРИРОДНО-МАТЕМАТИЧКИХ И ТЕХНИЧКИХ НАУКА

Књига 29

САВРЕМЕНИ МАТЕРИЈАЛИ



Бања Лука 2016

ACADEMY OF SCIENCES AND ARTS OF THE REPUBLIC OF SRPSKA

SCIENTIFIC CONFERENCES
Book XXXVIII

DEPARTMENT OF NATURAL-MATHEMATICAL
AND TECHNICAL SCIENCES

Book 29

CONTEMPORARY MATERIALS

EDITORIAL BOARD

Academician Rajko Kuzmanović, academician Ljubomir Zuković,
academician Vaskrsija Janjić, academician Dragoljub Mirjanić,
academician Branko Škundrić

EDITOR IN CHIEF

Academician Rajko Kuzmanović

EDITOR

Academician Dragoljub Mirjanić



Banja Luka 2016

АКАДЕМИЈА НАУКА И УМЈЕТНОСТИ РЕПУБЛИКЕ СРПСКЕ

НАУЧНИ СКУПОВИ
Књига XXXVIII

ОДЈЕЉЕЊЕ ПРИРОДНО-МАТЕМАТИЧКИХ И
ТЕХНИЧКИХ НАУКА
Књига 29

САВРЕМЕНИ МАТЕРИЈАЛИ

РЕДАКЦИОНИ ОДБОР

Академик Рајко Кузмановић, академик Љубомир Зуковић,
академик Васкрсија Јањић, академик Драгољуб Мирјанић,
академик Бранко Шкундрић

ГЛАВНИ УРЕДНИК
Академик Рајко Кузмановић

ОДГОВОРНИ УРЕДНИК
Академик Драгољуб Мирјанић



Бања Лука 2016.

ОРГАНИЗАЦИОНИ ОДБОР НАУЧНОГ СКУПА

Академик Драгољуб Мирјанић, председник
Академик Васкрсија Јањић, потпредседник
Академик Рајко Кузмановић
Проф. др Јасмин Комић
Академик Бранко Шкундрић
Академик Пантелија Дакић
Проф. др Неђо Ђурић, дописни члан АНУРС-а
Проф. др Лудвик Топлак
Проф. др Зоран Рајилић
Проф. др Мирко Станетић
Проф. др Небојша Јованић

НАУЧНИ ОДБОР НАУЧНОГ СКУПА

Академик Драгољуб Мирјанић
Академик Бранко Шкундрић
Академик Јован Шетрајчић
Академик Стане Пејовник (Словенија)
Академик Пантелија Дакић
Проф. др Неђо Ђурић, дописни члан АНУРС-а
Академик Томислав Павловић
Академик Ростислав Андријевски (Русија)
Академик Филип Говоров (Украјина)
Академик Џералд Полак (САД)
Проф. др Роумиана Тсенкова (Јапан)
Проф. др Мај Ван Хо (Велика Британија)
Проф. др Ифа Говен (Ирска)
Проф. др Јукио Косуги (Јапан)
Др Мајрон Д. Еванс (Канада)
Проф. др Мартин Чаплин (Велика Британија)
Проф. др Ђуро Коруга (Србија)
Проф. др Драгица Лазић
Проф. др Перо Дугић
Проф. др Слободан Чупић

САДРЖАЈ

УМЈЕСТО ПРЕДГОВОРА.....	19
-------------------------	----

ОТВАРАЊЕ СКУПА

ПОЗДРАВНА РИЈЕЧ РАЈКА КУЗМАНОВИЋА, ПРЕДСЈЕДНИКА АКАДЕМИЈЕ НАУКА И УМЈЕТНОСТИ РЕПУБЛИКЕ СРПСКЕ	23
---	----

РЕФЕРАТИ ПОДНЕСЕНИ НА СКУПУ

<i>V. Aleksić, A. Aroguz, M. Brzić, T. Erceg, V. Mičić, D. Lukić, J. Budinski Simendić</i> UTICAJ NANOČESTICA SILICIJUM-DIOKSIDA NA SVOJSTVA BINARNIH BLENDI POLILAKTIDA I LINEARNOG TRIBLOK KOPOLIMERA.....	27
The influence of silica nano particles on the properties of binary blends of polylactide and triblock copolymer	
✓ <i>M. Jotanović, I. Ristić, V. Mičić, J. S. Budinski, S. Pavlović</i> FERMENTACIJA LIGNOCELULOZNIH OBNOVLJIVIH SIROVINA I PROIZVODNJA VODONIKA.....	39
Fermentation of lignocellulosic renewable resources and hydrogen production	
<i>J. Tanasić, M. Marinović Cincović, N. Vukić, G. Marković, D. Manjenčić, R. Radičević, J. Budinski Simendić</i> UTICAJ PLASTIFIKATORA I SILICIJUM-DIOKSIDA NA SVOJSTVA NANOKOMPOZITA NA OSNOVU POLI(STIREN-b-BUTADIEN-b-STIRENA).....	63
The influence of plasticizers and silica on the properties of nanocomposites based on poly(styrene-b-butadiene-b-styrene)	
<i>J. П. Шетрајчић, Д. Родић, А. Ј. Шетрајчић Томић, С. М. Вученовић</i> РЕЗОНАНТНЕ ОПТИЧКЕ ПОЈАВЕ КОД МОЛЕКУЛСКИХ НАНОФИЛМОВА.....	71
Resonant optical occurrences in molecular nanofilms	

M. V. Lutovac, J. N. Šaljić
SAFE HYDROGEN STORAGE BY ELECTROCHEMICAL
PORE-FORMING IN METAL STRUCTURE.....247
Безбедно складиштење водоника електрохемијским
формирањем пора у структури метала

H. Štpraјчић, K. Фодор, J. П. Штпрајчић
ПРОЛАЗ ТОПЛОТЕ КРОЗ СПОЉАШЊЕ КОМПОЗИТНЕ ЗИДОВЕ 253
Heat pass through exterior composite walls

✓ *С. Пакловић, Б. Пејовић*
ОДРЕЂИВАЊЕ КАРАКТЕРИСТИЧНИХ
ТЕРМОДИНАМИЧКИХ ВЕЛИЧИНА ИДЕАЛНОГ ГАСА
У p-V ДИЈАГРАМУ ГРАФИЧКОМ МЕТОДОМ..... 267
The determination of characteristic thermodynamic properties
of ideal gas in p-V diagram by using graphical method

✓ *Б. Пејовић, Г. Тадић, М. Перушић, М. Томић, С. Павловић, М. Радић*
ПРЕДЛОГ ЗА ОДРЕЂИВАЊЕ ЗАПРЕМИНСКОГ ВРЕМЕНА
КОД ЦЕВНОГ РЕАКТОРА ГРАФИЧКОМ МЕТОДОМ..... 283
A proposal for solving one mathematical problem in the design
of chemical reaction engineering by graphical method

Б. Н. Малиновић, А. Зеџ, М. Гозић
УТИЦАЈ ЕЛЕКТРОДНОГ МАТЕРИЈАЛА
ПРИ ЕЛЕКТРОКОАГУЛАЦИЈИ ОТПАДНИХ ВОДА
КОЈЕ САДРЖЕ СМЈЕСУ ОРГАНСКИХ БОЈА 297
Effect of electrode material on treatment of wastewater containing
a mixture of organic dye by electrocoagulation

*Н. Штрбац, И. Марковић, Љ. Балановић, Н. Вуковић,
Д. Живковић, А. Митовски, С. Несторовић*
КАРАКТЕРИЗАЦИЈА ЧЕЛИЧНИХ СЕКУНДАРНИХ
СИРОВИНА У ЦИЉУ ИСПИТИВАЊА МОГУЋНОСТИ
ДОБИЈАЊА СЕЧИВА 309
Characterization of steel secondary raw materials
in order to examine the possibility of obtaining blades

*М. Перушић, Б. Пејовић, М. Радић, Р. Филиповић,
З. Обреновић, Д. Ђорђевић*
ЈЕДАН МОДЕЛ ЗА ОДРЕЂИВАЊЕ ПРОМЈЕНЕ
ЕНТРОПИЈЕ ПОЛУИДЕАЛНОГ ГАСА ПРИМЈЕНОМ
ЛОГАРИТАМСКЕ ТЕМПЕРАТУРНЕ ФУНКЦИЈЕ..... 317
A model for entropy change determination of semi-perfect gas
by application of logarithmic temperature function

✓ <i>J. Krope, D. Goričanec, M. Jotanović, V. Mičić, S. Pavlović</i> EKSPLOATACIJA NISKOTEMPERATURNIH ENERGETSKIH IZVORA KORIŠĆENJEM VISOKOTEMPERATURNE TOPLOTNE PUMPE	0.8 329
Exploitation of low temperature heat sources with using high temperature heat pump	
<i>M. Балабан, В. Антић, Ј. Ђонлагић</i> КАРАКТЕРИЗАЦИЈА СТРУКТУРЕ, САСТАВА И РАСПОДЈЕЛЕ СЕКВЕНЦИ ПОЛИ(УРЕТАН-УРЕА-СИЛОКСАНА) 2D NMR И КВАНТИТАТИВНОМ ¹³ C NMR СПЕКТРОСКОПИЈОМ.....	345
Characterization of structure, composition and sequence distribution of poly(urethane-urea-siloxane)s by 2D NMR and quantitative ¹³ C NMR spectroscopy	
<i>T. Kevkić, V. Stojanović, D. Petković</i> AN ANALYTICAL SURFACE POTENTIAL MODEL OF MOS INVERSION LAYER INCORPORATING THE QUANTUM MECHANICAL CORRECTION.....	357
Аналитички модел површинског потенцијала за инверзни слој MOS транзистора са квантно механичком корекцијом	
<i>B. Ekmešćić, D. Maksin, A. Onjia, J. Marković, Z. Sandić, Lj. Suručić, A. Nastasović</i> PERRHENATE ANIONS SORPTION BY MACROPOROUS METHACRYLATE COPOLYMER.....	367
Сорпција перенатног аниона помоћу макропорозних кополимера на бази метакрилата	
<i>B. Arsenović</i> KRATAK PREGLED TEHNIKA I VJEŠTINA ZA MINIMIZACIJU POTROŠNJE VODE U INDUSTRIJI	379
Summary of technics and skills for minimizing water consumption in industry	
<i>M. Gojić, I. Anžel, S. Kožuh, T. Holjevac Grgurić, G. Lojen, B. Kosec, I. Ivanić</i> MICROSTRUCTURAL ANALYSIS OF CuAlMn ALLOY AFTER CASTING.....	389
Микроструктурна анализа CuAlMn легуре након лијевања	
<i>J. Šavanović, R. Zrilić, M. Plavšić</i> MIKROSTRUKTURE VAROVA U GRANIČNIM ZONAMA KOD JEDNOSTRANOG ZAVARIVANJA.....	401

EKSPLOATACIJA NISKOTEMPERATURNIH ENERGETSKIH IZVORA KORIŠĆENJEM VISOKOTEMPERATURNE TOPLOTNE PUMPE

J. Kropčič¹, D. Goričanec¹, M. Jotanović², V. Mičić², S. Pavlović²

¹Hemijski fakultet Univerziteta u Mariboru, Slovenija

²Tehnološki fakultet Zvornik, Univerzitet u Istočnom Sarajevu, BiH

Apstrakt: U radu „Eksploatacija niskotemperaturnih energetskih izvora korišćenjem visokotemperaturne toplotne pumpe” autori su sintetizovali rezultate svojih istraživanja iskorišćavanja toplote niskotemperaturnih energetskih izvora (geotermalna voda, otpadna toplota procesne industrije,). Prikazan je način dobijanja, za okolinu, prihvatljive energije namijenjene za grijanje stambenih jedinica upotrebom visokotemperaturnih toplotnih pumpi koje u svom radu koriste različita rashladna sredstva (radni fluid). Ove pumpe su nastale razvojem inovativne ideje 2010 godine, koriste toplotu niskotemperaturnih sekundarnih energetskih izvora (45°C) za daljinsko grijanje stambenih jedinica sa temperaturom 90/70°C. Obraden je niz rashladnih fluida koji se mogu upotrijebiti kao radni fluidi kod ovih pumpi. Izrada matematičkog modela jednostepene visokotemperaturne pumpe, koji autori koriste za određivanje radnih karakteristika pumpe, je prikazana u ovom radu, kao i simulacija rada pumpe uz korištenje dvije različite smjese radnih fluida. Autori su u ovom radu detaljno prikazali međusobne zavisnosti ključnih radnih karakteristika visokotemperaturne pumpe i odredili tip visokotemperaturne toplotne pumpe i vrstu rashladnog fluida kao optimalno rješenje.

Ključne reči: visokotemperaturna toplotna pumpa, prenos toplote, matematički model, rashladno sredstvo.

1. UVOD

Na osnovu predviđanja naučnika, klimatologa i prirodnjaka, već duže vrijeme je poznato da se atmosfera od sredine XX vijeka ubrzano zagrijava. Globalno zagrijavanje atmosfere stanovnici osjećaju i zapažaju na osnovu brojnih promjena u svakom dijelu svijeta. To je efekat " staklene bašte". Većina studija dokazuje da je za globalno zagrijavanje u najvećoj mjeri kriv čovjek, koji svojim nepromišljenim akcijama (industrija, saobraćaj,) uništava prirodnu ravnotežu. Zvono zvoni na uzbunu i zato se traže rješenja kako izbjeći nadolazeću prirodnu katastrofu. Na mnogobrojnim forumima i konferencijama naučnici istražuju moguće načine smanjenja zagađivanja vazduha (atmosfera). Tu je svakako, na prvom mjestu, efikasna upotreba energije, što se nadovezuje na razvoj novih tehnologija i tehničkih sistema

i korištenje neiscrpnih izvora obnovljive energije. Takođe, treba pronaći nova tehnološka rješenja u oblasti procesne i toplotne tehnike.

Posledice intenzivne potrošnje energije i energetska efikasnost upravo se odnose na zemlje koje su siromašne energetskim izvorima a ekološki se svrstavaju među najugroženije države u Evropi. Jednostavnim i jeftinim odlukama o racionalizaciji moguće je u tim zemljama postići znatne uštede i obezbijediti manje zagađenu okolinu.

Po zahtjevima sporazuma u Kjoto-u, Evropska Unija se obavezala da smanji emisiju gasova koji prouzrokuju efekat staklene bašte u odnosu na 1990. godinu. Postizanje određenih ciljeva uslovljenih prihvaćenim dokumentima, na području energije zahtijeva razvoj tehnologija za dobijanje i korištenje jeftine i okolini prihvatljive energije.

Studije obično pokazuju da se slabosti u pretvaranju energije nalaze na strani tehnoloških procesa, što znači da je problem kod upotrebe energije a manje u njenoj proizvodnji. Skoro svakodnevno se pojavljuje dilema kako poboljšati specifičnu potrošnju energije u tehnološkim procesima, kako povećati efikasnost, kako energiju efikasnije pretvarati, na koji način iskoristiti otpadnu toplotu i kako zamijeniti sagorijevanje tečnih i gasovitih, klasičnih, goriva sa drugim izvorima energije.

Jedan od mogućih načina dobijanja, za okolinu, prihvatljive energije namijenjene za grijanje stambenih jedinica je upotreba visokotemperaturnih toplotnih pumpi koje u svom radu koriste različita sredstva za hlađenje i omogućavaju prenos energije sa nižeg temperaturnog nivoa na viši. Ove pumpe koriste toplotu niskotemperaturnih sekundarnih energetskih izvora (45°C) za namjene daljinskog grijanja zgrada sa temperaturom $90/70^{\circ}\text{C}$. Razvijena je inovativna visokotemperaturna toplotna pumpa (TP) koju je proizvela Japanska kompanija Mycom 2010. godine. To je prvi primjer u svijetu koji ima aplikativnu vrijednost nezapamćenih mogućnosti upotrebe u privredi, što je potvrđeno i nizom Evropskih priznanja.

Za rad visokotemperaturne toplotne pumpe danas se koriste, imaju prednost, prije svega obnovljivi izvori kao što su: geotermalna energija, otpadna energija iz procesne industrije,...

Globalno posmatrajući, geotermalni resurs predstavlja akumulirana toplota u dubini zemlje. Na površinu dolazi kroz mlađe magmatske intruzije. Geotermalna energija nastaje takođe i pri raspadu radioaktivnih elemenata u različitim hemijskim procesima koji se događaju u zemljinoj kori. Temperatura zemlje se povećava za 1°C na svakih 33 metra njene dubine.

Hidrogeotermalna energija, za razliku od petrogeotermalne energije, je energija fluida (uglavnom tečnih). Značaj hidrogeotermalne energije najbolje opisuju dvije prirodne osobine: stalnost i sigurnost toplotnog toka u geotermalnoj vodi i neiscrpana toplota koja je akumulirana u podzemlju. Zato geotermalnu vodu možemo uvrstiti u obnovljive energetske izvore.

Konvencionalno se sekundarni, obnovljivi, izvori energije pa u tom slučaju i geotermalna energija kao njihov dio, dijele na:

- visokotemperaturne izvore sa temperaturom većom od 150°C koji se koriste za proizvodnju struje, i
- niskotemperaturne izvore sa temperaturom manjom od 150°C koji se koriste za neposredno grijanje.

Većina stanova u gradovima je starija i sa slabom izolacijom pa zato danas preovlađuje visokotemperaturni sistem grijanja 90/70°C. Sa ugradnjom visokotemperaturne toplotne pumpe u sistem grijanja može se energija niskotemperaturnog izvora dodatno iskoristiti i kada mu temperatura padne i ispod 42°C.

2. VISOKOTEMPERATURNA TOPLOTNA PUMPA

Toplotna pumpa, klasična, je procesni uređaj koji se upotrebljava za prenos toplote sa fluida nižeg temperaturnog nivoa na fluid višeg temperaturnog nivoa. Princip rada se zasniva na oduzimanju *niskotemperaturne* energije iz okoline, koja se predaje fluidu na višem temperaturnom nivou. Energetski izvori za oduzimanje toplote su vazduh, voda ili zemlja.

Ubrzan razvoj toplotnih pumpi počinje u vrijeme velike naftne krize, kada su se intenzivno istraživala tehnološka rješenja za zamjenu fosilnih goriva sa drugim izvorima energije. Zbog pooštavanja zakona o zagađivanju okoline, rastuće svijesti o energiji, ekološke savjesti potrošača i skoka cijene energije, toplotne pumpe postaju sve više interesantne za upotrebu jer su energetski produktivne i povoljne za okolinu. Sa razvojem novih tehnologija, načina upotrebe, poboljšanja radnog učinka a sa druge strane smanjivanjem dimenzija i mase, upotreba toplotnih pumpi se povećava. Najnoviji tipovi visokotemperaturnih toplotnih pumpi omogućavaju primjenu u visokotemperaturnim sistemima daljinskog grijanja. Za svoj rad koriste sredstva za hlađenje koja ne škode prirodi a imaju dobar odnos između upotrijebljene električne energije i dobivene toplote. On iznosi čak 1:9.

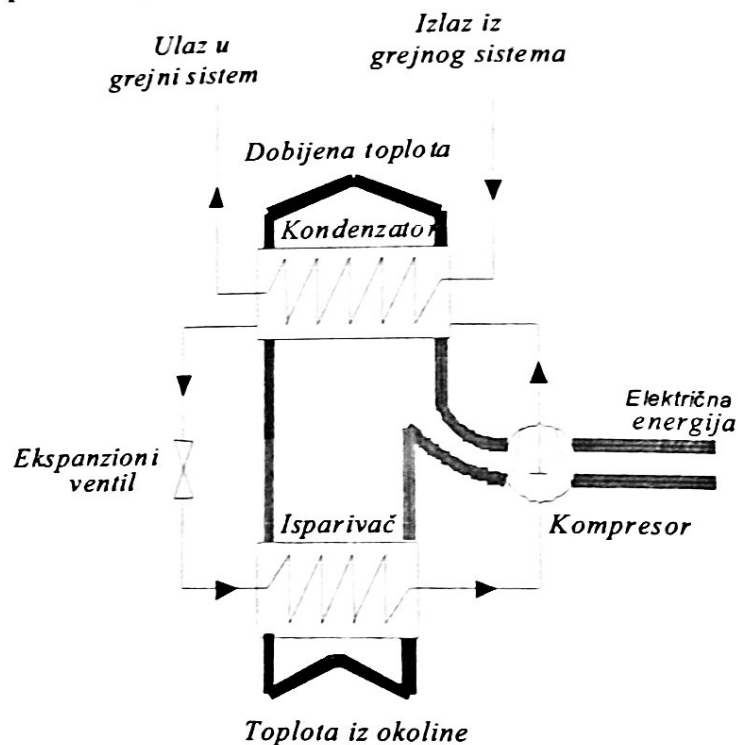
Naučnici predviđaju da će toplotne pumpe sa različitim načinom implementacije u budućnosti predstavljati osnovni uređaj u niskotemperaturnim i visokotemperaturnim sistemima za grijanje. U industriji one predstavljaju ekološki prihvatljiv način hlađenja. Važna karakteristika upotrebe toplotne pumpe je da one koriste mnogo manje primarne energije u odnosu na fosilna goriva. Ako se za rad toplotne pumpe koristi električna energija iz obnovljivih izvora, emisija gasova koji prouzrokuju efekat staklene bašte smanjuje se na minimalnu vrijednost, što će prije ili kasnije postati standard u radu industrijskih postrojenja [1, 2, 3].

Sve veći interes za upotrebu obnovljivih izvora energije za potrebe daljinskog grijanja, pripremu sanitarne vode i proizvodnju električne energije primjenom toplotnih pumpi, prouzrokovalo je pojavu tehničkih ograničenja zbog relativno niskih temperatura tih obnovljivih izvora. Ta činjenica je odredila smjer razvoja jednostavne (klasične) toplotne pumpe u *visokotemperaturnu toplotnu pumpu* u kojoj se postiže dovoljno visoka razlika u temperaturi između isparavanja i kondenzacije.

U odnosu na temperaturu obnovljivih izvora energije, kapacitete pumpe i ekonomsku opravdanost, mogu se analizirati sledeći tipovi visokotemperaturnih toplotnih pumpi:

- jednostepena visokotemperaturna toplotna pumpa,
- dvostepena visokotemperaturna toplotna pumpa sa razdjelnikom,
- dvostepena visokotemperaturna toplotna pumpa sa izmenjivačem topline.

Visokotemperaturna toplotna pumpa sastoji se od isparivača, kondenzatora, kompresora i ekspanzionog ventila. Princip rada prikazan je na sl.1[4, 5].



Sl. 1. Princip rada visokotemperaturne toplotne pumpe

U isparivaču se rashladni fluid (radni fluid) koji je u tečnom stanju, zbog smanjenja pritiska u ekspanzionom ventilu, isparava na niskoj temperaturi i odgovarajućem pritisku zasićenja. Isparavanjem radni fluid prima određenu količinu toplote iz okoline ili od obnovljivog izvora energije, ϕ_u . Para radnog fluida se, poslije toga, odvodi u kompresor gdje se sabija na pritisak pri kojem je temperatura kondenzacije radnog fluida daleko veća od temperature obnovljivog energetskog resursa. Para se, nakon kompresije, kondenzuje u kondenzatoru. Pri tome preda određenu količinu toplote ϕ_k sistemu koji grijemo, npr. sistemu daljinskog grijanja. Radni fluid, tečan, se preko ekspanzionog ventila ponovo vodi u isparivač [6]. Pošto je kompresor, glavna procesna jedinica toplotne pumpe, potrebno je pri planiranju različitih implementacija uzeti u obzir: odnos pritisaka, maksimalni dozvoljeni pritisak pare, maksimalnu dozvoljenu temperaturu, brzinu obrtanja, snagu i zapreminski protok kompresora, kao i druge karakteristike [7]. U tehnič-

kom katalogu kompanije Mycom prikazane su karakteristike kompresora koji se koriste za visokotemperaturne toplotne pumpe tog proizvođača.

3. RASHLADNI FLUIDI

Rashladni fluidi su radni fluidi u toplotnim pumpama koji apsorbiraju toplotu na nižem temperaturnom nivou od obnovljivih izvora energije i prenose je na sisteme višeg temperaturnog nivoa, npr. na sistem daljinskog grijanja. Rad toplotnih pumpi uveliko zavisi od izbora rashladnog (radnog) fluida. Zadatak rashladnih fluida nije samo prenos toplote već oni moraju ispuniti i druge uslove:

- moraju imati pogodne fizičke i hemijske osobine, naročito pri promjeni agregatnog stanja,
- moraju imati minimalan uticaj na prirodu i ne smiju biti štetni za ljude i životinje,
- moraju se miješati sa materijama koje se nalaze u prirodi,
- moraju imati prihvatljivu cijenu.

Idealni rashladni fluid još nije pronađen i vjerovatno i neće biti pronađen. Većina fluida koji se sada upotrebljava su halogenirani ugljovodonići. Oni pak imaju negativan uticaj na okolinu jer uništavaju ozonski omotač. Zbog toga se razvijaju nova sredstva koja takođe moraju imati dobre termodinamičke osobine. Uticaj rashladnih fluida, kao i drugih gasova, na ozonski omotač se mjeri indeksom ODP (Ozone Depleting Potential), a njihov uticaj na proces globalnog mijenjanja okoline indeksom GWP (Global Warming Potential) [8].

Pregled najznačajnijih rashladnih fluida, njihove osobine i indeksi ODP i GWP su prikazani u tabeli 1.

Tabela 1. Rashladni fluidi

Rash. fluid	Hemijska formula	Molarna masa g/mol	Temp. ključ. °C	Temp. kritikal. °C	Krit. temp. °C	Krit. prit. kPa	Krit. zapr. l/kg	ODP	GWP
R22	CHClF ₂	86,48	-40,76	-160,0	98,0	4974	1,904	0,055	1500
R32	CHF ₂ F	52,02	-51,80	-136,0	78,4	5830	2,326	0,0	550
R125	CHF ₂ CF ₃	120,03	-48,57	-103,15	66,3	3630,6		0,0	3400
R134a	CH ₂ CHF ₂	102,50	-26,16	-98,6	101,1	4067	1,51	0,0	1100
R143a	CF ₃ CH ₃	84,00	-47,27	-111,51	72,71	3761	2,32	0,0	4300
R245fa	CF ₃ CH ₂ CHF ₂	-	-	-	-	-	-	-	950
R290	CH ₃ CH ₂ CH ₃	44,10	-42,09	-152,7	98,70	4248	4,53	0,0	
R407c	Smjesa	86,20	-43,79		86,10	4635	1,98		1540,5
R600	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	58,13	-0,5	-138,5	152,0	3794	4,383		
R717	NH ₃	17,03	-33,3	-77,7	133,0	11417	4,245		
R718	H ₂ O	18,02	100,0	0	373,99	21664	3,11		

Rashladni fluid R12 ili difluorodihlorometan ima indeks ODP = 1 i prema njemu su određeni indeksi ostalih rashladnih fluida. Kod kružnog termodinamičkog Karnoovog ciklusa moguće je dobiti dobro iskorištenje ako je latentna toplota isparavanja rashladnog fluida velika. Specifična entalpija isparavanja (latentna toplota isparavanja) utiče na veličinu izmenjivača toplote kao i na dimenzije cijevi i ventila.

Na osnovu analize rashladnih fluida, obzirom na njihov uticaj na okolinu, tokom razvoja visokotemperaturnih toplotnih pumpi treba obratiti pažnju na implementaciju u njima sledećih radnih fluida: R - 717, R - 600a, R - 290, R - 134a, R - 245fa i R - 407c [13, 14].

4. MATEMATIČKI MODEL JEDNOSTEPENE VISOKOTEMPERATURNE PUMPE

Modelovanje procesa toplotnih pumpi, više klasičnih nego visokotemperaturnih, je do sada bilo predmet niza istraživača koji su rezultat svojih istraživanja objavili u časopisima ili referisali na međunarodnim kongresima i simpozijumima [5-22].

Jednostepena visokotemperaturna toplotna pumpa u osnovi je uređaj sa kojim se uz odgovarajući izbor rashladnog fluida i kompresora postiže željena temperaturna razlika između temperature kondenzacije (t_k) i temperature isparavanja (t_v) od 35°C do 50°C. Za rad jednostepene toplotne pumpe potreban je toplotni izvor (obnovljivi energetski resurs) sa temperaturom od 20°C do 40°C.

Izrada matematičkog modela jednostepene visokotemperaturne pumpe koji bi se koristio za određivanje radnih karakteristika pumpe i simulacija dvije smjese radnih fluida urađena je na osnovu relevantnih fizičko - hemijskih i termodinamskih podataka. Za svaki radni fluid određena je linearna ili kvadratna jednačina za izračunavanje pritiska, gustine i specifične entalpije u zavisnosti od zahtijevane radne temperature [14, 23].

Jednačina za izračunavanje pritiska pare u zavisnosti od temperature ima oblik:

$$p = 10^{\left[A\left(\frac{1}{T}\right)^2 + B\left(\frac{1}{T}\right) + C \right]}, \text{ Pa} \quad (1)$$

gdje su:

A, B, C – konstante za računanje pritiska pare u zavisnosti od temperature.

Jednačine za izračunavanje gustine tečne faze ρ_L i pare ρ_g radnog fluida u zavisnosti od temperature imaju sledeći oblik:

$$\rho_L = [a_L T^2 + b_L T + c_L], \quad \text{kg/m}^3 \quad (2)$$

$$\rho_g = [a_g T^2 + b_g T + c_g], \quad \text{kg/m}^3 \quad (3)$$

gdje su:

a_L, b_L, c_L – konstante za računanje gustine tečne faze u zavisnosti od temperature
 a_g, b_g, c_g – konstante za računanje gustine pare u zavisnosti od temperature.
 Izračunavanje specifične entalpije tečne faze h_L i specifične entalpije pare h_g radnog fluida u zavisnosti od temperature izvodi se prema sledećim jednačinama:

$$h_L = [x_L T^2 + y_L T + z_L], \quad \text{J/kg} \quad (4)$$

$$h_g = [x_g T^2 + y_g T + z_g], \quad \text{J/kg} \quad (5)$$

gdje su:

x_L, y_L, z_L – konstante za računanje specifične entalpije tečne faze u zavisnosti od temperature,

x_g, y_g, z_g – konstante za računanje specifične entalpije pare u zavisnosti od temperature.

Na osnovu unaprijed napisanih jednačina uz upotrebu programa Mathcad sastavljen je program za izračunavanje radnih karakteristika visokotemperaturne toplotne pumpe i izvršena simulacija određivanja optimalnog odnosa dva radna fluida u smjesi pri odabranim uslovima [11, 12, 24].

Toplotni tok jednofazne toplotne pumpe Φ_u i toplotni tok dobijen od kompresora Φ_k se računaju iz izraza:

$$\Phi_u = q_{m,T} (h_{g,2} - h_{L,3}), \text{ W} \quad (6)$$

$$\Phi_k = q_{m,S} (h_{g,1} - h_{L,4}), \text{ W} \quad (7)$$

gdje su:

$h_{g,1}$ – specifična entalpija pare radnog fluida na ulazu u kompresor, J/(kg·K)

$h_{g,2}$ – specifična entalpija pare radnog fluida na potisnoj strani kompresora, J/(kg·K)

$h_{L,3}$ – specifična entalpija tečnog radnog fluida u kondenzatoru, J/(kg·K)

$h_{L,4}$ – specifična entalpija tečnog radnog fluida na ulazu u isparivač, J/(kg·K).

Koeficijent korisnog dejstva odnosno grejni broj toplotne pumpe (COP–coefficient of Performance):

$$COP_T = \frac{\Phi_u}{P_k} \quad (8)$$

Rashladni koeficijent uređaja za hlađenje:

$$COP_H = \frac{\Phi_k}{P_k} \quad (9)$$

Za pravilno dimenzionisanje kapaciteta toplotne pumpe, odnosno uređaja za hlađenje, mora se precizno izračunati karakteristika kompresora. Shodno izračunatim vrijednostima se odabere kompresor sa svojim standardnim karakteristikama, pa se zatim odredi teoretski kapacitet toplotne pumpe ili uređaja za hlađenje [7, 25].

Temperatura radnog fluida na potisnoj strani kompresora je:

$$T_T = T_S \cdot r_k^{\chi-1}$$

Odnos pritisaka kompresora iznosi:

$$r_k = \frac{p_T}{p_S}$$

Ovdje su:

T_S – temperatura radnog fluida na ulaznoj strani kompresora, K,

χ – faktor stišljivosti radnog fluida,

p_T – pritisak pare radnog fluida na potisnoj strani kompresora, Pa,

p_S – pritisak pare radnog fluida na usisnoj strani kompresora, Pa.

Potrebna snaga P_k za rad kompresora pri adijabatskoj kompresiji radnog fluida u toplotnoj pumpi, odnosno u uređaju za hlađenje, računa se jednačinom:

$$P_k = \frac{P_{ad}}{\eta_k} = \frac{\frac{\chi}{\chi-1} \cdot p_S \cdot V_S \left[r_k^{\chi-1} - 1 \right]}{\eta_k}, \quad \text{W}$$

gdje su:

P_{ad} – snaga adijabatske kompresije radnog fluida, W,

η_k – koeficijent korisnog djelovanja kompresora.

Stepen zapunjenosti cilindra klipnog kompresora λ se određuje iz sledeće korelacije:

$$\lambda = 1 - \varepsilon \phi \left[\frac{1}{r_k^{\chi-1}} - 1 \right]$$

Stvarni zapreminski protok kompresora:

$$q_{V_{k,s}} = q_{V_k} \cdot \lambda, \quad \text{m}^3/\text{s}$$

Zapreminski protok radnog fluida u kompresoru je:

$$q_H = q_{V_{k,s}} \cdot \frac{\rho_{g,s}}{\rho_{g,T}}, \quad \text{m}^3/\text{s}$$

Maseni protok radnog fluida na usisnoj strani kompresora:

$$q_{m,S} = q_{V_{k,s}} \cdot \rho_{g,s}, \quad \text{kg/s}$$

Maseni protok radnog fluida na potisnoj strani kompresora:

$$q_{m,T} = q_H \cdot \rho_{g,T}, \quad \text{kg/s} \quad (17)$$

gdje su:

- q_{V_k} - zapreminski protok pare radnog fluida u kompresoru, m^3/s ,
 $\rho_{g,s}$ - gustina pare radnog fluida na usisnoj strani kompresora, kg/m^3 ,
 $\rho_{g,T}$ - gustina pare radnog fluida na potisnoj strani kompresora, kg/m^3 .

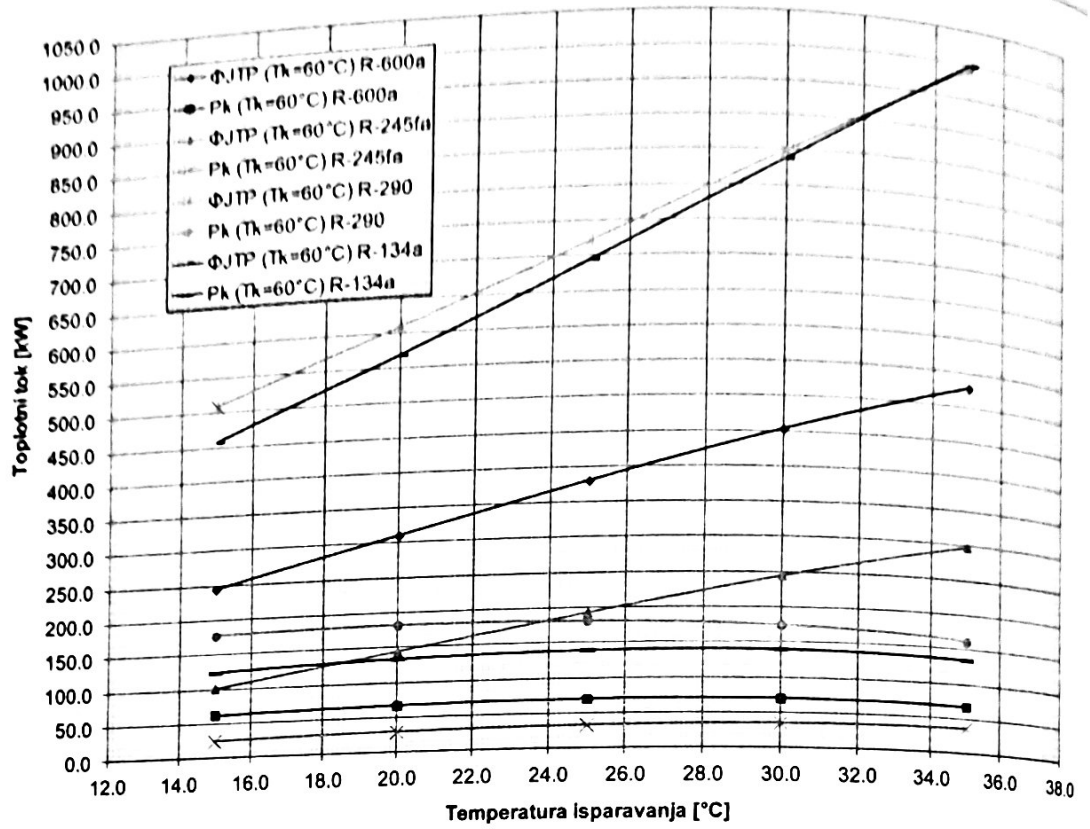
5. REZULTATI SIMULACIJE JEDNOSTEPENE VISOKOTEMPERATURNE TOPLOTNE PUMPE

Određivanje karakterističnih osobina jednostepene visokotemperaturne toplotne pumpe za potrebe grijanja su određeni u *MathCad Professional*. Uzimanjem u obzir fizičko – hemijskih i termodinamičkih osobina radnih fluida određen je i njihov optimalan odnos u smjesi. Na osnovu matematičkog modela je napisan program koji omogućava određivanje karakterističnih osobina pumpe i kompresora za različite uslove. Rezultati su prikazani u grafičkom obliku. Za efikasan proračun i simulaciju rada toplotne pumpe određeni su granični uslovi:

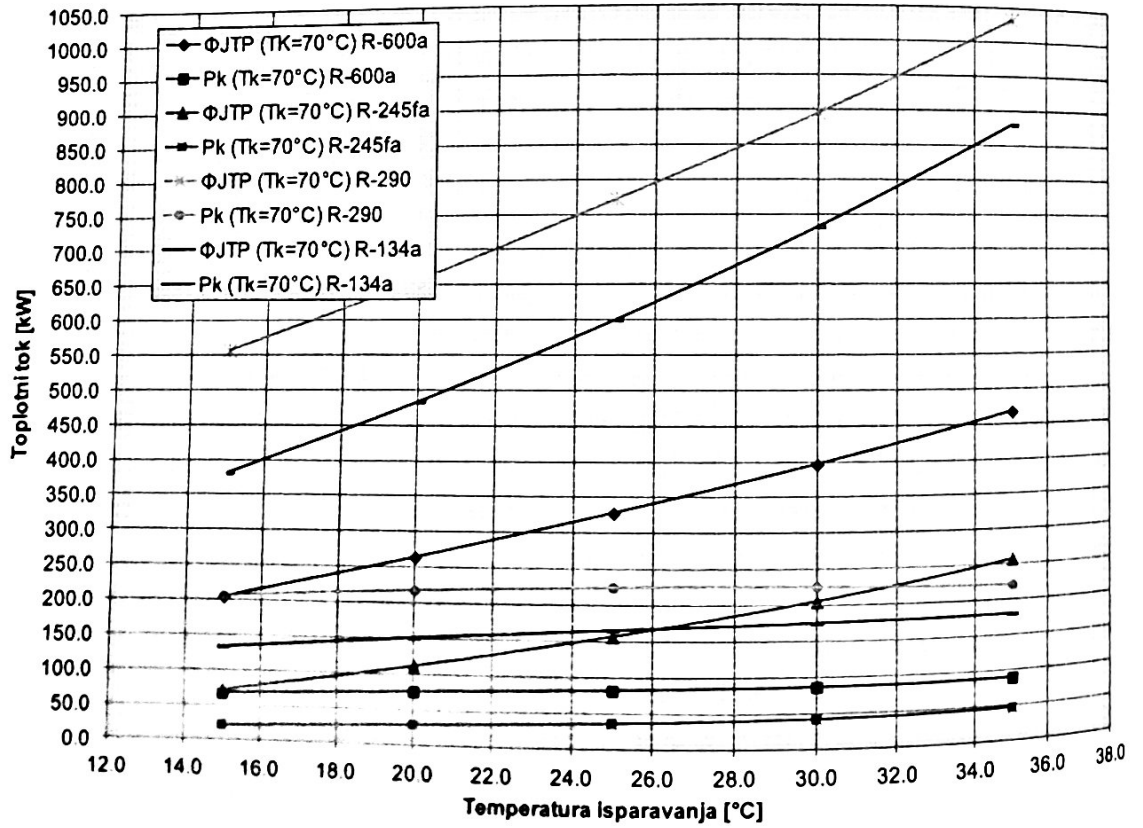
- zapreminski protok kompresora je konstantan i iznosi $q_{V_k} = 637 \text{ m}^3/\text{h}$,
- gornja granica snage kompresora Mycom tip WBH je $P_k = 116 \text{ kW}$ što je 80% maksimalne snage kompresora koja iznosi 145 kW,
- gornja granica dozvoljenog pritiska smjese radnih fluida je 1,7133MPa što je 85,6% maksimalnog dozvoljenog pritiska radnog fluida koji iznosi 2,0MPa,
- odnos pritisaka kompresora je veći od 3.

Pri računanju je uzet maksimalan stepen djelovanja kompresora pri broju obrtaja 1000 min^{-1} . S obzirom na rezultate proračuna toplotne pumpe, izabran je takođe i radni fluid na osnovu odabranog kompresora.

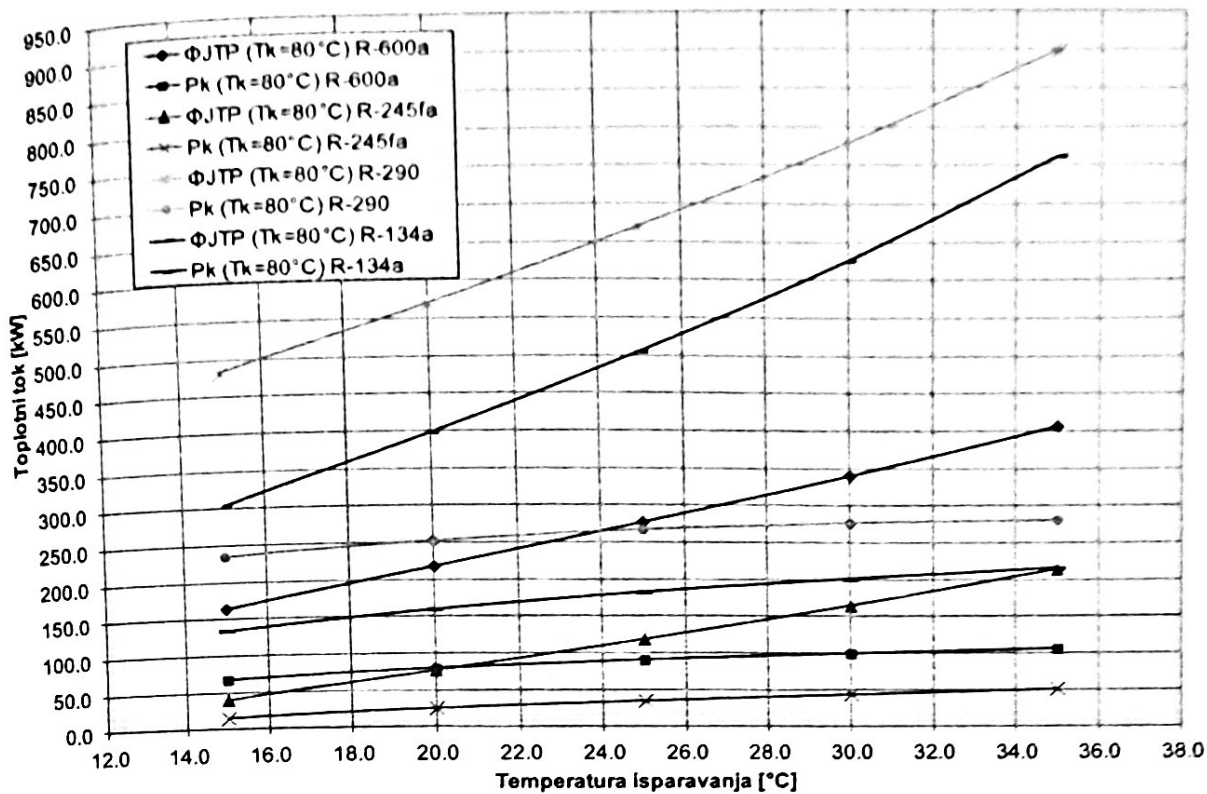
Proračun jednostepene visokotemperaturne pumpe je rađen za četiri različita radna fluida: R – 134a, R – 245fa, R – 290 i R – 600a i na temperaturama isparavanja t_u , 15, 20, 25, 30 i 35°C. Pri tome su uzimane temperature kondenzacije t_k – 60, 70 i 80°C. Izračunate vrijednosti toplotnog toka i potrošnja energije za rad kompresora prikazane su na dijagramima sl.1, sl.2 i sl.3. U toplotnoj pumpi je klipni kompresor zapreminskog kapaciteta $637 \text{ m}^3/\text{h}$. Iz dijagrama se vidi da se najveći toplotni tok ostvaruje sa radnim fluidima R – 290 i R – 134a ali se pri tome troši i više energije za rad kompresora. Sa radnim fluidom R-245fa dobijaju se niske vrijednosti za toplotni tok kao i za potrebnu energiju za rad kompresora. Najbolje rezultate daje radni fluid R-600a.



Sl. 1. Jednostepena toplotna pumpa pri temperaturi kondenzacije $t_k = 60^\circ\text{C}$

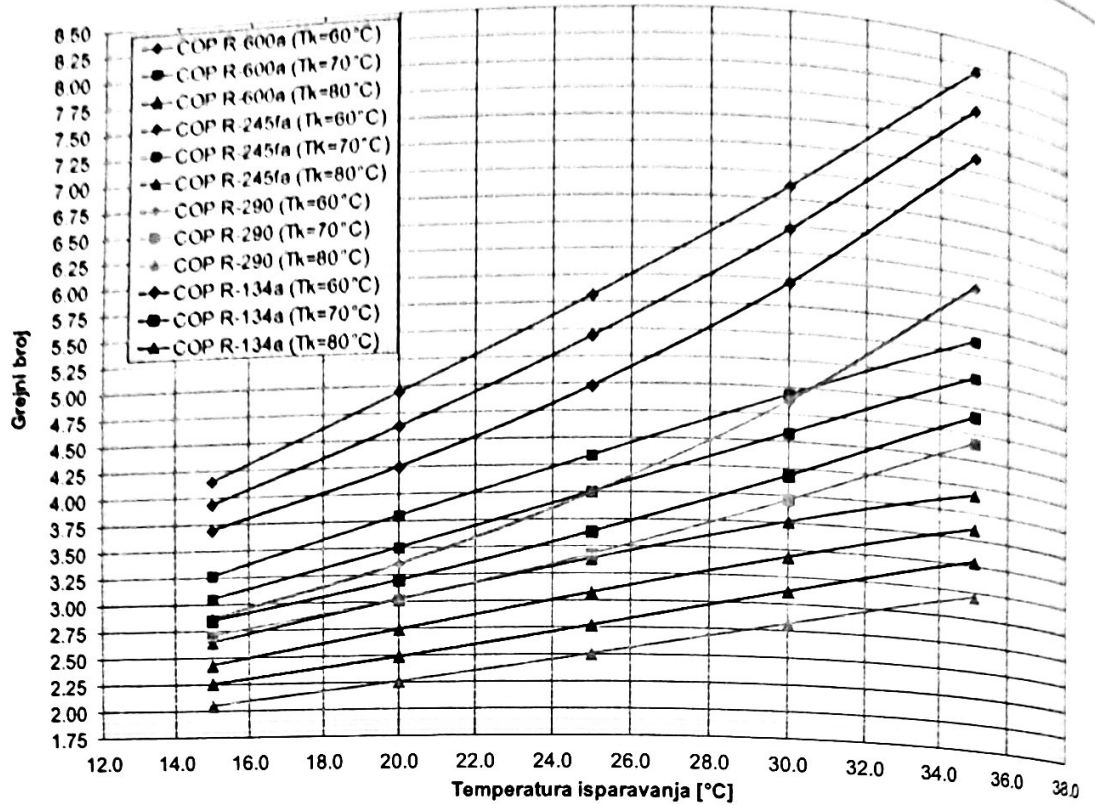


Sl. 2. Jednostepena toplotna pumpa pri temperaturi kondenzacije $t_k = 70^\circ\text{C}$

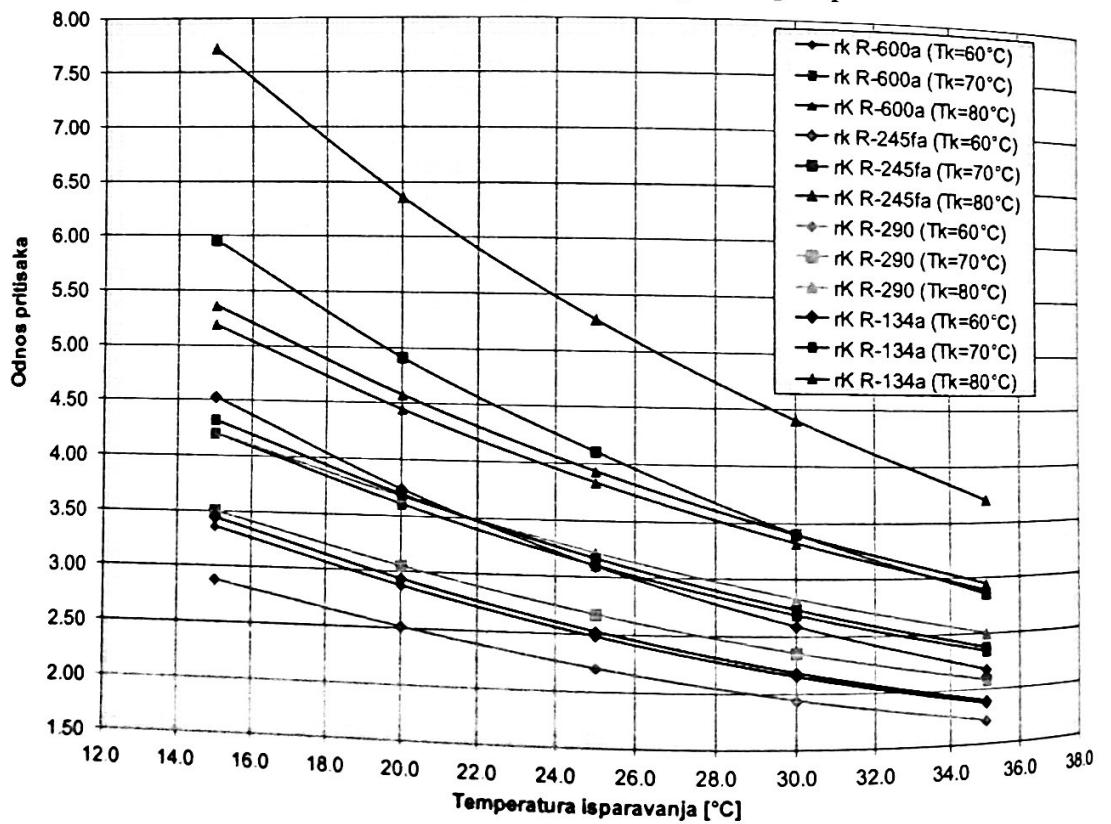


Sl. 3 Jednostepena toplotna pumpa pri temperaturi kondenzacije $t_k = 80^\circ\text{C}$

Vrijednosti grejnog broja toplotne pumpe, COP_T , prikazane su na dijagramu sl.5. a izračunate na osnovu jednačine (8). Na osnovu rezultata prikazanih na sl.4. vidi se da se najveći grejni broj dobije za radni fluid R-245fa i R-600a. Radni fluidi R-134a i R-290 postižu niže grejne brojeve. Odnos pritisaka je odnos između pritiska na potisnoj i usisnoj strani kompresora i zavisi od temperature. Odnose pritisaka prikazuje dijagram na sl.5. izračunat u skladu sa korelacijom (10). Obzirom na temperature isparavanja, očito je da se niži odnosi pritisaka dobijaju sa radnim fluidom R-290 a viši sa R-245fa. Odnosi pritisaka za radne fluide R-600a i R-134a su veoma slični.



Sl. 4 Grejni broj jednostepene toplotne pumpe



Sl. 5. Odnos pritiska na potisnoj i usisnoj strani kompresora jednostepene toplotne pumpe

Upotrebom sredstava za hlađenje (radnog fluida) R-600a pri temperaturi isparavanja $t_u = 25^\circ\text{C}$ i temperaturi kondenzacije $t_k = 70^\circ\text{C}$, dobije se toplotni tok $\Phi_T = 357,9\text{kW}$ i snaga potrebna za rad kompresora $P_k = 82,0\text{ kW}$. Grejni broj iznosi $\text{COP}_T = 4,365$ a odnos pritisaka $r_k = 3,105$.

Na osnovu rezultata ovih istraživanja vidi se da kompresoru Mycom WBH odgovara radni fluid R-600a. Ostali radni fluidi ne omogućavaju optimalno korišćenje.

6. ZAKLJUČAK

U ovom radu je istraživana mogućnost upotrebe visokotemperaturne toplotne pumpe za iskorištavanje toplote niskotemperaturnih energetskih izvora. Većinu praktičnih aplikacija niskotemperaturne toplotne pumpe za iskorištavanje energije sekundarnih niskotemperaturnih izvora nismo prikazali u ovom radu jer su one već objavljene u ranijim radovima ovih autora [26-31]. Ovdje smo se više osvrnuli na upotrebu, karakteristike i modelovanje visokotemperaturne toplotne pumpe, kao i na izbor rashladnih fluida kao radnog fluida u VTTP.

Prikazan je izbor povoljnog sredstva za hlađenje (radnog fluida) za rad adijabatskog kružnog procesa pri različitim područjima primjene. Izbor radnog fluida se zasniva na smanjivanju negativnih uticaja na okolinu ali i na termičke i fizičko – hemijske osobine. Takođe, mora se voditi računa i o karakteristikama kompresora kao važnog činioca adijabatskog kružnog procesa *podizanje toplote*. Rad obuhvata prikaz izbora radnog fluida za rad visokotemperaturne toplotne pumpe, koja se koristi u sistemu daljinskog grijanja.

Za grijanje stambenih jedinica su predložena tri različita tipa visokotemperaturnih pumpi:

- jednostepena visokotemperaturna toplotna pumpa
- dvostepena visokotemperaturna toplotna pumpa sa razdjelnikom
- dvostepena visokotemperaturna toplotna pumpa sa izmenjivačem toplote.

Za svaki tip pumpe, a u ovom radu je to prikazano za jednostepenu visokotemperaturnu toplotnu pumpu, je u MathCad Professional napisan program koji omogućava izračunavanje karakterističnih osobina toplotne pumpe i kompresora. Proračun je rađen pri različitim temperaturama isparavanja i kondenzacije. Rezultati su prikazani u grafičkom obliku zbog lakšeg praćenja i vrednovanja relevantnih karakteristika pumpe, što olakšava izbor odgovarajućeg kompresora.

Glavni cilj simulacije je određivanje maksimalnog toplotnog toka i određivanje stepena iskorišćenja kompresora. Pri tome su uzeta u obzir sva ograničenja koja mogu da nastanu pri radu.

Na osnovu istraživanja prikazanih u ovom radu, predlaže se pri upotrebi jednostepene toplotne pumpe upotreba rashladnog fluida R – 600a i kompresor Mycom tip WBH. Ekonomska opravdanost rada ove toplotne pumpe je moguća pri temperaturi isparavanja $t_u = 25^\circ\text{C}$ i temperaturi kondenzacije $t_k = 70^\circ\text{C}$. Toplotni

tok jednostepene toplotne pumpe je u ovom primjeru 357,9 kW a potrošnja snage za rad kompresora je 82,0 kW.

7. LITERATURA

- [1] Ministarstvo za znanost in tehnologijo, Ljubljana, „Geotermalna energija“ Islandske in Slovenske izkušnje, Ljubljana, novembar 1999.
- [2] D. Dincer, *Refrigeration Systems and Applications*, 216, 2003.
- [3] M. Marčič, J. Avsec, *Hladilna tehnika*, Univerza v Mariboru, Fakultet za strojništvo, Maribor, 36 – 124, 2001.
- [4] www.viessman.de
- [5] www.buderus.de
- [6] T. Obrsnu, *Strojno hlajenje in gretje*, Tehniška založba Slovenije, Ljubljana, 215-261, 1991.
- [7] Z. Rant, „Termodinamika“, knjiga za uk in prakso, Fakultet za strojništvo, Ljubljana, 2000.
- [8] I. Malešič, *Emisije v zrak iz hladilnih klimatskih naprav in toplotnih črpalk*, Zbornik prispevkov (SDHK Ljubljana, 2006) VIII Prosvetovanja Slovenskega društva hladilne in klimatizacijske tehnike, Portorož 10 in 11 Novembar 2006.
- [9] W. F. Stoecker, „Industrial Refrigeration Handbook“, Industrial Refrigeration, Mc Graw Hill, 1998.
- [10] ASHRAE POSITION Document on Natural Refrigerants, Approved by ASHRAE Board of Directors, January 28, 2009.
- [11] E. W. Lemmon, M. O. McLinden, M. L. Huber, REFPROP – *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties*, NIST – Standard Reference database 23, Version 7.00, 2002.
- [12] ASHRAE 2001 Handbook, Fundamentals SI Edition ISBN – 1-883413-88-5, 2001.
- [13] H. S. Lee, H. J. Kim, D. G. Hang, D. Jung, *Thermodynamic performance of R32/R152a mixture for water source heat pumps*, Energy, Volume 40, Issue 1, 2012, 100 – 106.
- [14] M. Jotanović, M. Miščević, B. Kulčar, D. Goričanec, *Simulation of the effects of the single phase high temperature heating pump with different refrigerating agents*. V: ALTAWELL, Najib. (ur). Recent researches in environmental and geological sciences: proceedings of the 7th WSEAS International Conference on Energy Environment (EE '12), Proceedings of the 7th WSEAS International Conference on Continuum Mechanics (CM '12), Proceedings of the 7th WSEAS International Conference on Water Resources, Hydraulics & Hydrology (WHH '12), Proceedings of the 6th WSEAS International Conference on Geology and Seismology (GES '12), Kos Island, Greece, July 14 – 17, 18 – 20, 2012, (Energy, Environmental and structural Engineering series, 4). [S.I.]: WSEAS Press, cop. 2012, page 318 – 321. [COBISS. SI-ID 16139798].

- [15] J. F. Seara, A. Pereiro, S. Bastos, J. A. Dopazo, *Experimental evaluation of geothermal heat pump for space heating and domestic hot water simultaneous production*, *renewable Energy*, Volume 48, 2012, 482–488.
- [16] K. Huchtemann, D. Müller, *Simulation study on supply temperature optimization in domestic heat pump systems*, *Building and Environment*, Available on line 5 september 2012.
- [17] S. J. Self, B. V.Reddy, M. A.Rosen, *Geothermal heat pumps systems: status review and composition with other heating options*, *Applied Energy*, Available on line 11 February 2012.
- [18] R. Chargui, H. Sammouda, A. Farhat, *Geothermal heat pump in heating mode: Modeling and simulation on TRNSYS*, *International Journal of Refrigeration*, available online 29 June 2012.
- [19] H. Lee, K. Saleh, Y. Hwang, R. Radermacher, *Optimization of novel heat exchanger design for the application to low temperature lift heat pump*, *Energy*, Volume 42, Issue 1, 2012, 204–212.
- [20] M. Kim, Y. J. Balk, S. R. Park, K. C. Chang, H. S. Ra, *Design of a high temperature production heat pump system using geothermal water at moderate temperature*, *Current Applied Physics*, Volume 10, Issue 2, 2010, 117–122.
- [21] S. Zhang, H. Wang, T. Guo, *Experimental investigation of moderately high temperature water source heat pump with nonazeotropic refrigerant mixtures*, *Applied Energy*, Volume 87, Issue 5, 2010, 1554–1561.
- [22] K. Wang, F. Cao, S. Wang, Z. Xing, *Investigation of the performance of a high – temperature heat pump using parallel cycles with serial heating on the water side*, *International Journal of Refrigeration*, Volume 33, Issue 6, 2010, 1142 – 1151.
- [23] M. Jotanović, G. Tadić, J. Krope, D. Goričanec, *Technoeconomic analysis of the performances of high – temperature heat pumps: V: NIOLA*, Vincenzo (ur.), *Recent researches in environmental and geological sciences: proceedings of the 7th WSEAS International Conference on Energy & Environment (EE '12), Proceedings of the 7th WSEAS International Conference on Continuum Mechanics (CM '12), Proceedings of the 7th WSEAS International Conference on Water Resources, Hydraulics & Hydrology (WHH '12), Proceedings of the 6th WSEAS International Conference on Geology and Seismology (GES '12)*, Kos Island, Greece, July 14 – 17, 18 – 20, 2012, (Energy, Environmental and structural Engineering series, 4). [S.I.]: WSEAS Press, cop. 2012, page 318 – 321. [COBISS. SI-ID 16139798].
- [24] R. H. Perry, D. N. Green, „Perry's Chemical Engineer's Handbook”, Seventh edition, McGraw Hill, 1997.
- [25] R. Springer, „Priručnik za grijanje i klimatizaciju”, Građevinska knjiga, Beograd, 1982.
- [26] M. Jotanović, G. Tadić, V. Mičić, D. Goričanec, *Industrial Waste Heat Recovery Using a High Temperature Heat Pump*, 6th International Conference on Sustainable Energy and Environmental Protection SEEP, 2013, Maribor, Slovenia, 203–207.

- [27] M. Jotanović, G. Tadić, V. Mičić, D. Goričanec, *Recovery of Heat from the Waste Flow formed in the Process of Soda Ash Production using a High Temperature Heat Pump*, International Journal of Latest Research in Science and Technology, Volume 3, Issue 2, 2014, 34–42.
- [28] M. Jotanović, V. Mičić, E. Torhač, D. Goričanec, *Using Heat from Low Temperature Energy Sources by Means of a High Temperature Heat Pump*, International Journal of Latest Research in Science and Technology, Volume 3, Issue 3, 2014, 18–25.
- [29] M. Jotanović, M. Mišćević, B. Kulcar, D. Goričanec, *Optimal Proportion of Refrigerants in Single – Stage High Temperature Heat Pump*, International Journal of Systems Applications, Engineering & Development, Issue 6, Volume 6, 2012, 365–75.
- [30] M. Jotanović, G. Tadić, J. Krope, D. Goričanec, *Analysis of Two – Stage High Temperature Heat Pump Efficiency*, International Journal of Systems Applications, Engineering & Development, Issue 5, Volume 6, 2012, 350–363.
- [31] M. Jotanović, M. Mišćević, B. Kulcar, D. Goričanec, *Simulation of the Effects of the Single Phase High Temperature Heating Pump with Different Refrigerating Agents*, 7th International Conference on Energy & Environment (EE12), Kos Island, Greece, July, 2012.

EXPLOATATION OF LOW TEMPERATURE HEAT SOURCES WITH USING HIGH TEMPERATURE HEAT PUMP

Abstract: In the paper, „Exploitation of low temperature heat sources with using high temperature heat pump” the authors synthesized their research results of utilization of low temperature heat energy sources (geothermal water, waste heat of process industry). Illustrated method of getting energy for heating buildings using high-temperature heat pumps with different refrigerants (working fluid) is acceptable for the nature. This high – temperature heat pump have innovative solution of using low-temperature energy sources (45°C) for the purpose of long – distance heating of buildings at the temperature 90/70°C. The series of refrigerants that can be used as working fluids in these pumps is analyzed. Developing a mathematical model of single stage high temperature heat pump that authors used for calculation process characteristics performance of the pump and simulation the operation of heat pump with mixture of two refrigerating agents is shown in this paper. In this paper authors are presented relations between primary operation characteristic performances of high temperature heat pump. Also they defined the type and refrigerants of high temperature heat pump. Operation conditions of this pump (temperature of evaporation, temperature of condensation) when have rentability work are proven.

Key words: high temperature heat pump, heat transfer, mathematical model, refrigerating agents.