

# IZBOR

## RADNIH FLUIDA I OPTIMALNOG REŽIMA RADA KASKADNE TOPLLOTNE PUMPE

U radu su prikazani rezultati termomehaničke analize rada kaskadne toplotne pumpe voda–voda. Toplotna pumpa je predviđena za grejanje eksploatacijom subgeotermalnih voda u Srbiji. Prikazana je metodologija izbora radnih fluida u kaskadama i izbora režima rada koji daju najbolje energetske pokazatelje rada kaskadne toplotne pumpe. Za razmatrane raspone uticajnih veličina i usvojene pretpostavke dobijeni rezultati su zadovoljavajući i pružaju perspektivu za dalja istraživanja

**KLJUČNE REČI:** kaskadna toplotna pumpa; subgeotermalna voda; radni fluidi; režim rada

**M. GOJAK, N. RUDONJA, M. KOMATINA, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Kraljice Marije 16, Beograd; D. ANTONIJEVIĆ, Univerzitet Singidunum, Fakultet za primenjenu ekologiju, Danijelova 29, Beograd; A. SALJNIKOV, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Kraljice Marije 16, Beograd; Z. STEVANOVIĆ, Univerzitet u Beogradu, Rudarsko-geološki fakultet, Đušina 7, Beograd**

### SELECTION OF WORKING FLUIDS AND OPTIMAL OPERATION MODE OF THE CASCADE HEAT PUMP

This article presents the results of thermodynamic analysis of operation of a two-stage water-to-water cascade heat pump. The heat pump is designed for central heating by exploiting subgeothermal waters in Serbia. The methodology of selecting the working fluids in the cascades as well as selecting the operation mode in order to obtain the best energy efficiency indicators of cascade heat pump operation is shown. For the analyzed spans of relevant quantities and introduced assumptions, the obtained results are good and offer a perspective for further research.

**KEY WORDS:** cascade heat pump; subgeothermal water; working fluids; operation modes

### 1. Uvod

Eksploataciju obnovljivih subgeotermalnih energijskih potencijala moguće je ostvariti primenom toplotnih pumpi. Osim povoljnih ekoloških aspekata, to može doneti i značajno smanjenje potrošnje energije iz konvencionalnih izvora. U Srbiji se blizu jedne trećine ukupne potrošnje finalne energije potroši za grejanje stambenog i poslovnog prostora [1, 2, 3, 5]. U ukupnoj potrošnji energije za grejanje veliki je udeo električne energije, što je sa stanovišta kvaliteta energije i energetske efikasnosti neprihvatljivo. U saglasnosti sa direktivama EU, učešće obnovljivih izvora energije u budućnosti treba da raste u ukupnoj potrošnji energije. Teritorija Srbije raspolaže značajnom količinom subgeotermalnih podzemnih voda [3]. Pod subgeotermalnim vodama podrazumevaju se podzemne vode koje na ili pri površini terena imaju temperaturu u opsegu od 12°C do 30°C. Bez obzira na nesumnjiv energetski potencijal, zbog niskog temperaturnog nivoa, subgeotermalne vode nije moguće direktno koristiti za grejanje. Da bi ovaj izvor energije ipak

bilo moguće efikasno koristiti za grejanje, neophodna je primena toplotnih pumpi.

Postoje različite varijante grejnih sistema sa primenom toplotnih pumpi. U slučaju korišćenja jednostepene toplotne pumpe, polazna temperatura grejne vode kreće se u intervalu od 35°C do 55°C. To je zadovoljavajuća temperatura za niskotemperaturne sisteme grejanja (npr. podno i zidno grejanje). Međutim, najveći broj postojećih i novih sistema centralnog grejanja u objektima u Srbiji jesu sistemi vodnog grejanja sa visokotemperaturnim režimom rada 90°C/70°C, tako da primena jednostepenih toplotnih pumpi u takvim sistemima nije moguća.

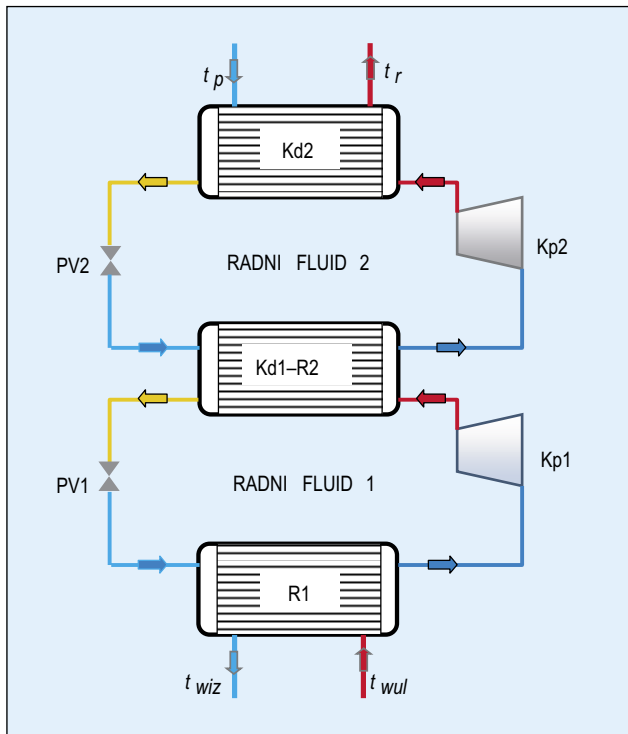
Stoga se javila ideja za primenu (razvoj) kaskadne toplotne pumpe, koja bi obezbeđivala povišenje temperature grejne vode do zadovoljavajućeg nivoa. Pošto su kaskade nezavisne, za svaku od njih se bira onaj radni fluid koji u dotičnom području temperatura ima najpovoljnije termomehaničke karakteristike. Sem korišćenja u novoizgrađenim sistemima sa radijatorskim grejanjem, kaskadnu toplotnu pumpu bi

bilo moguće direktno instalirati u postojeće sisteme centralnog grejanja, a prvenstveno bi to bilo povoljno u objektima koji nisu priključeni na sisteme daljinskog grejanja, čime bi se energetski efekat dopunio ekološkim efektima proizašlim iz gašenja toplana na uglj i mazut.

## 2. Termomehanička analiza

### 2.1. Uslovi i postupak analize

Na slici 1 prikazana je šema toplotne pumpe sa dve jedno-stepene kaskade. Oznaka R odnosi se na isparivače, Kd na kondenzatore, Kp na kompresore a PV na prigušne ventile. Broj ukazuje na to u kojoj kaskadi (kom temperaturnom nivou) funkcioniše odgovarajuća komponenta postrojenja. Tako broj 1 označava niži temperaturni nivo, odnosno „donju“ kaskadu, dok broj 2 označava viši temperaturni nivo, odnosno „gornju“ kaskadu. Temperature razvodne i povratne vode sistema centralnog grejanja su označene, po redosledu, sa  $t_r$  i  $t_p$ , dok su sa  $t_{wul}$  i  $t_{wiz}$  označene temperature subgeotermalne vode na ulazu i izlazu iz toplotne pumpe.



Slika 1. Šema kaskadne toplotne pumpe

Analiziran je rad toplotne pumpe za temperature subgeotermalne vode na ulazu u toplotnu pumpu u intervalu od 10°C do 30°C, čime je obuhvaćen raspon temperatura najvećeg broja podzemnih voda u Srbiji. U ovom radu su prvenstveno prikazani rezultati analize za temperaturu kondenzacije radnog fluida u visokotemperaturnoj kaskadi  $t_{Kd2} = 75^\circ\text{C}$ . Ova temperatura kondenzacije omogućava rad grejnog sistema u režimu 70°C/55°C [4]. Uzimajući u obzir predimenzionisanost postojećih grejnih sistema usled oštih projektnih uslova, malu učestalost ekstremno niskih temperatura i poboljšanja toplotnoizolacionih svojstava omotača starijih zgrada, u skladu sa novim propisima u ovoj oblasti, ovaj režim grejanja bio bi zadovoljavajući. Trebalo bi uraditi dodatne analize (tehno-ekonomsku i statističku) da li je potrebno predvideti i više temperature kondenzacije ili, eventualno, predvideti dodatni izvor energije za pokrivanje pikova u zahtevima za grejanje.

Za različite vrednosti temperature  $t_{wul}$  iz navedenog intervala, određivane su vrednosti merodavnih termomehaničkih

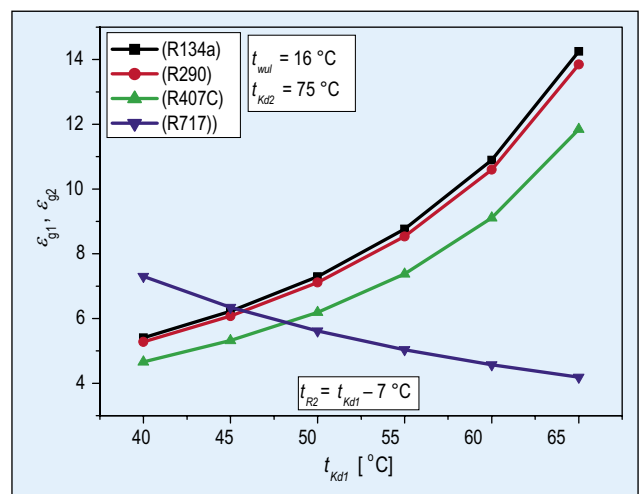
parametara ciklusa kaskadne toplotne pumpe. Za temperaturu isparavanja fluida u niskotemperaturnoj kaskadi usvajana je vrednost za 8 °C niža od  $t_{wul}$ . Za napred definisane uslove, variranjem temperaturnog režima u međurazmenjivaču toplote između kaskada (temperature kondenzacije u niskotemperaturnoj kaskadi,  $t_{Kd1}$ , i temperature isparavanja u visokotemperaturnoj kaskadi,  $t_{R2}$ ) određivan je optimalni režim rada kaskadne toplotne pumpe. Analiza je sprovedena za usvoju minimalnu razliku temperatura između fluida u međurazmenjivaču toplote  $t_{Kd1} - t_{R2} = 7^\circ\text{C}$ . Pod optimalnim režimom rada toplotne pumpe podrazumevan je onaj režim rada koji daje najveću vrednost ukupnog faktora grejanja kaskadne toplotne pumpe, kao i povoljne vrednosti stepena sabijanja radnih fluida u kompresorima. Procedure proračuna su ponavljane za različite radne fluide u donjoj i gornjoj kaskadi toplotne pumpe, a sve u cilju određivanja njihove termodinamički najpovoljnije kombinacije.

### 2.2. Rezultati analize

Za svaku od kaskada bira se onaj radni fluid koji u dotičnom području temperatura ima najpovoljnije termomehaničke i tehno-ekonomske karakteristike. Analizom je pokazano da je u „donjoj“ (niskotemperaturnoj) kaskadi amonijak (R717) termodinamički najpovoljniji radni fluid [3]. Ovdje su prikazani rezultati izbora najpovoljnijeg radnog fluida samo u „gornjoj“ kaskadi, kao i optimalnog režima rada toplotne pumpe za date ulazne podatke. Na slikama 2 do 5 prikazani su rezultati poređenja u „gornjoj“ kaskadi sledećih radnih fluida: R134a, R290 i R407C. U „donjoj“ kaskadi kao najpovoljniji fluid uziman je R717.

Za bilo koju kombinaciju radnih fluida, povišenjem temperature kondenzacije u niskotemperaturnom kolu ( $t_{Kd1}$ ) i temperature isparavanja u visokotemperaturnom kolu ( $t_{R2}$ ), očekivano, faktor grejanja niskotemperaturnog kola,  $\epsilon_{g1}$ , opada a visokotemperaturnog,  $\epsilon_{g2}$ , raste. Na ukupan faktor grejanja kaskadne toplotne pumpe,  $\epsilon_g$ , podjednako utiču vrednosti  $\epsilon_{g1}$  i  $\epsilon_{g2}$ . Dakle, postoji optimalni temperaturni režim rada međurazmenjivača toplote (optimalna „temperatura kaskade“), odnosno optimalne temperature  $t_{Kd1}$  i  $t_{R2}$  koje daju maksimalnu vrednost faktora grejanja kaskadne toplotne pumpe.

Na slikama 2 i 3 prikazane su zavisnosti faktora grejanja niskotemperaturnog i visokotemperaturnog kola, odnosno ukupnog faktora grejanja toplotne pumpe, od „temperature kaskade“, za različite radne fluide, pri temperaturi vode  $t_{wul} = 16^\circ\text{C}$  i temperaturi kondenzacije  $t_{Kd2} = 75^\circ\text{C}$ . Simboli označavaju vrednosti dobijene proračunom. Faktor grejanja



Slika 2. Zavisnost faktora grejanja niskotemperaturnog i visokotemperaturnog kola toplotne pumpe od „temperature kaskade“

visokotemperaturnog kola, a time i ukupni faktor grejanja toplotne pumpe sa R134a kao radnim fluidom, viši je nego faktori grejanja sračunati za radne fluide R290 i R407C. Maksimum krive ukupnog faktora grejanja nije oštar i nalazi se i oko temperature  $t_{Kd1} = 55^{\circ}\text{C}$ . Vrednosti faktora grejanja dobijene za R290 su veoma bliske vrednostima za R134a, dok su vrednosti za R407C u visokotemperaturnom kolu najniže. Ovakav redosled fluida je isti i za ceo analizirani interval temperatura podzemne vode.

Vrednost faktora grejanja kaskadne toplotne pumpe definisana je odnosom grejne snage i zbiru snaga kompresora, tj. izrazom:

$$\varepsilon_g = \frac{\dot{Q}_g}{P_{Kp,1} + P_{Kp,2}}$$

Smanjivanjem razlika temperature između temperature razvodne vode u sistemu grejanja i temperature podzemne vode, odnosno temperatura između kojih radi toplotna pumpa, faktori grejanja rastu. Za datu temperaturu kondenzacije  $t_{Kd2}$ , na osnovu maksimuma krivih faktora grejanja toplotne pumpe, za posmatrane kombinacije rashladnih fluida (sl. 3), formiran je dijagram zavisnosti maksimalnih vrednosti faktora grejanja od temperature podzemne vode (sl. 4a). Za datu temperaturu podzemne vode, na sličan način, formiran je dijagram vrednosti faktora grejanja u zavisnosti od temperature kondenzacije  $t_{Kd2}$  (sl. 4b).

Treba naglasiti da radni režim koji daje maksimalan faktor grejanja nije nužno optimalan i u pogledu procesa u kompresorima. Na slici 5 se vidi da je u svim radnim režimima stepen sabijanja fluida R290 nešto niži nego za R134a.

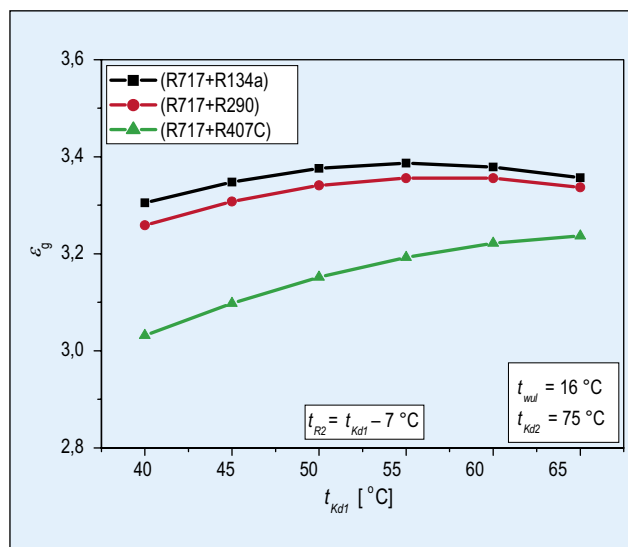
Tako postoji mogućnost da se, u zavisnosti od ponašanja u realnom postrojenju (padovi pritiska u kolu, efikasnost razmenjivača toplote, efikasnosti kompresije, itd.), redosled ova dva fluida eventualno promeni u smislu povoljnijeg. U radnim režimima u okolini maksimuma faktora grejanja stepen sabijanja je viši u niskotemperaturnom kolu.

U tom smislu, sa aspekta kvaliteta i sigurnosti procesa u kompresoru, režimi sa nešto nižim temperaturama kaskade mogu biti povoljniji.

Za potrebe ove analize iskustveno su usvojene razlike temperatura odgovarajućih fluida u razmenjivačima toplote (isparivaču R1, međurazmenjivaču Kd1-R2 i kondenzatoru

Kd2). Te vrednosti zavise od izabranih komponenata sistema i ostvarenih radnih režima, kao i regulacije u realnom postrojenju. Tačnost razlika temperatura fluidnih struja utiče na dobijene vrednosti faktora grejanja, ali ne utiče na izbor najpovoljnijih radnih fluida.

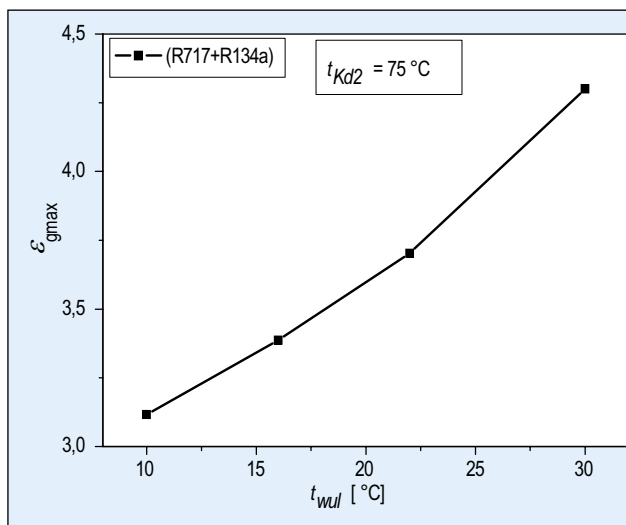
Ovaj uticaj će biti predmet detaljnije pažnje u budućim analizama rada kaskadne toplotne pumpe.



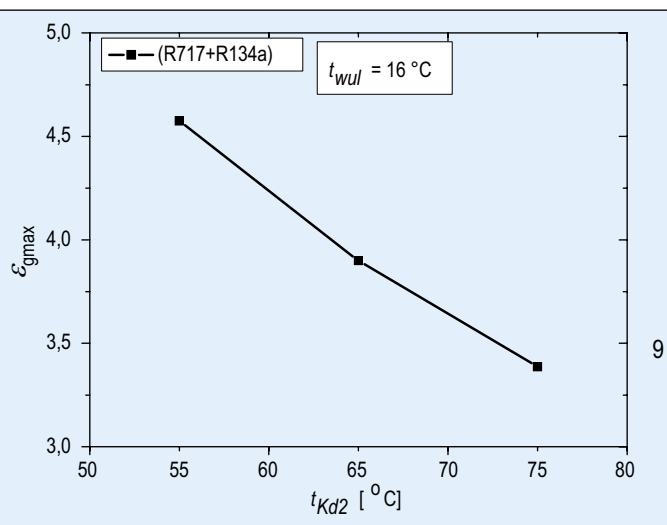
Slika 3. Zavisnost faktora grejanja toplotne pumpe od "temperature kaskade"

### 3. Zaključak

U radu su prikazani rezultati termomehaničke analize rada kaskadne toplotne pumpe voda–voda namenjene za primenu u sistemima grejanja. Toplotna pumpa je predviđena za eksploataciju subgeotermalnih voda u Srbiji. Za različite kombinacije fluida u niskotemperaturnoj i visokotemperaturnoj kaskadi i poznatu minimalnu i maksimalnu temperaturu između kojih radi toplotna pumpa, određivani su temperaturni režimi rada u međurazmenjivaču toplote koji daju maksimalnu vrednost faktora grejanja kaskadne toplotne pumpe. Na osnovu dobijenih rezultata dobijeno je da je R717 (amonijak) najpovoljniji radni fluid u niskotemperaturnom kolu.



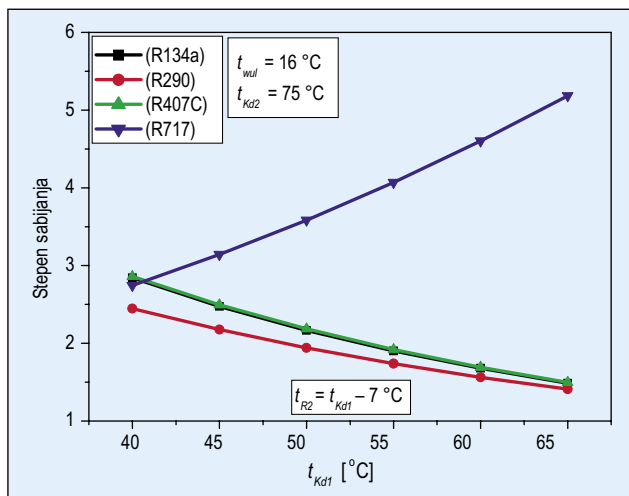
a)



b)

Slika 4. Zavisnost maksimalnog faktora grejanja toplotne pumpe od temperature a) podzemne vode, b) kondenzacije  $t_{Kd,2}$

skom kolu i R134a u visokotemperaturskom kolu kaskadne toplotne pumpe. Za različite radne fluide i temperaturne režime analizirane su i vrednosti stepena sabijanja. Komentarisana su ograničenja i dometi izvršene analize.



Slika 5. Zavisnost stepena sabijanja niskotemperaturskog i visokotemperaturskog kola toplotne pumpe od "temperature kaskade"

#### 4. Literatura

[1] Milenić, D., P. Vasiljević, A. Vranješ, *Criteria for use of groundwater as renewable energy source in ge-*

*othermal heat pump systems for building heating/cooling purposes*, Energy and Buildings, doi:10.1016/j.enbuild.2009.11.002.

- [2] Goričanec, D., A. Saljnikov, D. Antonijević, J. Kroppe, M. Komatina, *Hydrogeothermal cascade heat pump economic and ecologic appropriacy*, International Conference on Renewable Energy and Power Quality (ICREPQ'09) Valencia, Spain, April 2009.
- [3] \*\*\* *Optimizacija energetskog iskorišćavanja subgeotermalnih vodenih resursa*, Tehnički deo Izveštaja, projekat tehnološkog razvoja EE-18008, Ministarstvo za nauku i tehnološki razvoj Republike Srbije, 2008–2009.
- [4] Stene, J., *Design and application of ammonia heat pump systems for heating and cooling of non-residential buildings*, 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen, 2008.
- [5] \*\*\* *Energetska efikasnost u zgradarstvu – Agencija za energetska efikasnost Republike Srbije*, Build br 3, 2007. Beograd, /www.buildmagazin.com
- [6] Markoski, M., *Rashladni uređaji*, Mašinski fakultet, Beograd, 2006.
- [7] Sanner, B., *Current Status of Ground Source Heat Pumps in Europe*, 9th International Conference on Thermal Energy Storage, Warsaw, Poland, September 2003.
- [8] Gordon, J. M., K. C. Ng, *Cool Thermodynamics*, Cambridge International Science Publishing, Cornwall, England, 2001.

kgh

Oglas