

Termodinamička analiza geotermalne dizalice topline

Radovanović, Marko

Undergraduate thesis / Završni rad

2015

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **Karlovac University of Applied Sciences / Veleučilište u Karlovcu**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:128:011303>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-23**



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
Karlovac University of Applied Sciences

Repository / Repozitorij:

[Repository of Karlovac University of Applied Sciences - Institutional Repository](#)



zir.nsk.hr



DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJI

VELEUČILIŠTE U KARLOVCU

STROJARSKI ODJEL

Stručni studij strojarstva

Marko Radovanović

**TERMODINAMIČKA ANALIZA GEOTERMALNE
DIZALICE TOPLINE**

Završni rad

Karlovac, 2015.godina

VELEUČILIŠTE U KARLOVCU

STROJARSKI ODJEL

Stručni studij strojarstva

Marko Radovanović

**TERMODINAMIČKI PRORAČUN KOMPRESIJSKE
DIZALICE TOPLINE**

Završni rad

Mentor: dr. sc. Nenad Mustapić, prof. v. š.

Karlovac, 2015.godina

PREDGOVOR

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru dr. sc. Nenadu Mustapiću, prof. v. š., na pomoći, prijedlozima i savjetima prilikom izrade ovog završnog rada.

SAŽETAK

Dizalice topline su uređaji koji na principu ljevokretnog kružnog procesa dovode energiju s niže temperaturne razine na višu uz pomoćnog prikladne radne tvari te mogu poslužiti kao izvor toplinskog i rashladnog učinka u termotehničkim sustavima. Dizalice topline ubrajaju se u sustave koji rade s obnovljivim izvorima topline (zrak, zemlja, voda) i zato su znatno učinkovitije i ekološki prihvatljivije od sustava grijanja na fosilna goriva. Na učinkovitost dizalice topline utječu termodinamički parametri njenih pojedinih dijelova dakle kompresora, kondenzatora, prigušnog ventila i isparivača. U ovom diplomskom radu ispitan je utjecaj temperature kondenzacije i efikasnosti kompresora na učinkovitost sustava. Proračun je proveden pomoću programskog paketa EES koji se koristi za numeričko modeliranje termodinamičkog sustava, optimizaciju procesa te za izradu procesnih dijagrama. Također je provedena usporedba različitih radnih tvari koje se koriste kao radna sredstva u dizalicama topline.

Ključne riječi: dizalica topline, temperatura kondenzacije, efikasnost sustava, radni medij, ljevokretni proces, EES

SUMMARY

A heat pump is a device that is able to transfer heat from one fluid at a lower temperature to another at a higher temperature and can serve as a source of heat energy and cooling energy in HVAC systems. Heat pumps are systems that work with renewable energy (air, ground, water) and therefore are much more efficient and more environmentally friendly than fossil fuels heating systems. Efficiency of heat pumps is mostly influenced by thermodynamic parameters of its individual parts, compressor, condenser, expansion valve and evaporator. Effect of condensing temperature and also effect of efficiency of compressor on heat pump efficiency is examined in this project task. The calculation was conducted in the software package EES that is used for numerical modeling of complex mathematical equations, process optimization and production of process diagrams. Also, comparison of different refrigerants that are used in heat pumps, was conducted.

Keywords: heat pumps, condensing temperature, system efficiency, working fluid, left-handed process, EES

Sadržaj

Popis oznaka.....	4
1. UVOD	5
2. TEORIJSKE OSNOVE	6
2.1. Geotermalna energija	6
2.2. Geotermalna ležišta	6
2.3. Geotermalna energija u Hrvatskoj.....	7
2.4. Iskorištavanje geotermalne energije	8
2.5. Dizalice topline.....	9
2.5.1. Princip rada dizalice topline.....	9
2.5.2. Podjela dizalica topline	11
2.5.2.1. Dizalica topline tlo-voda sa horizontalnom izvedbom izmjenjivača topline	11
2.5.2.2. Dizalica topline tlo-voda sa vertikalnom izvedbom izmjenjivača topline.....	12
2.5.2.3. Dizalica topline voda-voda sa površinskom vodom kao toplinskim izvorom.....	14
2.5.2.4. Dizalice topline sa podzemnim vodama kao izvorom topline	14
2.5.2.5. Dizalica topline sa okolišnim zrakom kao izvorom topline	15
2.5.2.6. Solarna dizalica topline	16
2.5.3. Ljevokretni kružni proces	17
2.5.4. Radne tvari koje se koriste kod dizalica topline	19
2.5.5. Načini rada dizalica topline	21
2.5.5.1. Monovalenti način rada.....	21
2.5.5.2. Bivalentni način rada	21
3. POSTAVKA ZADATKA.....	23
3.1. Energijski i eksergijski proračun dizalice topline	23
4. RAZRADA ZADATKA I ANALIZA DOBIVENIH REZULTATA	24
4.1. Proračun masenog protoka radne tvari, snage kompresora i faktor grijanja.....	24
4.2. Eksergijska analiza	40
4.2.1. Ireverzibilnost komponenti.....	41
5. ZAKLJUČAK.....	63
6. LITERATURA	65
7. PRIVITAK.....	66
Popis slika	68
Popis tablica.....	72

Popis oznaka

Oznaka	Jedinica	Opis
h	J/kg	specifična entalpija
h', h''	J/kg	specifična entalpija vrele kapljevine i suhozasićene pare
I_{komp}	W	ireverzibilnost kompresora
I_{kond}	W	ireverzibilnost kondenzatora
$I_{\text{eksp.vent.}}$	W	ireverzibilnost prigušnog ventila
I_{isp}	W	ireverzibilnost isparivača
I_{ukupno}	W	ukupna ireverzibilnost
P_{12}	W	snaga kompresora
ϕ_{23}	W	toplinski tok predan grijanom prostoru
ϕ_{41}	W	toplinski tok odveden od kondenzatora
q_I	J/kg	specifični učinak isparivača
q_K	J/kg	specifični učinak kondenzatora
w_{komp}	J/kg	specifični rad kompresora
q_m	kg/s	maseni protok radne tvari
p	Pa	tlak
r	J/kg	specifična toplina isparivanja
s	J/(kgK)	specifična entropija
s', s''	J/(kgK)	specifična entropija vrele kapljevine i suhozasićene pare
T	K	termodinamička (apsolutna) temperatura
T_0	K	okolišna temperatura
x	kg/kg	sadržaj vlage u vlažnom zraku
β_H	/	faktor grijanja
η_{komp}	/	termički stupanj djelovanja kompresora
ϑ	°C	Celzijeva temperatura
ϑ'	°C	Celzijeva temperature zasićenja

1. UVOD

Cilj ovog rada je proračunati termodinamičke parametre pojedinih komponenti kompresijske dizalice topline s obzirom na zadane parametre, a to su temperatura kondenzacije i stupanj iskoristivosti kompresora. Proračun se proveo za temperature kondenzacije 30 °C, 40 °C, 50 °C i za stupnjeve iskoristivosti η od 1 do 0.7, te za četiri odabrane radne tvari (R134a, R600a, R152a i R717).

U prvom dijelu dan je detaljan teoretski pregled pojedinih vrsta dizalica topline, njihovih komponenti te termodinamičke značajke. U drugom dijelu proračunati su termodinamički parametri kompresora, kondenzatora, ekspanzijskog ventila i isparivača te su doneseni zaključci o promjeni snage kompresora s obzirom na rast temperature kondenzacije i promjeni faktora iskoristivosti kompresora. Izračunata je veličina ireverzibilnosti pojedinih komponenti, a na osnovu toga se zaključilo o mogućnostima poboljšanja procesa i povećanja efikasnosti sustava.

2. TEORIJSKE OSNOVE

Povećanim korištenjem fosilnih goriva cijena istih porasla je dramatično u zadnjem desetljeću. Kada se uzme u obzir i sve jasniji problemi sa globalnim zagrijavanjem i zagađenjem zraka uslijed emisije CO₂, sve je jasnije da se moramo okrenuti obnovljivim izvorima energije koji su u isto vrijeme održivi. Jedan od takvih izvora energije je i geotermalna energija ili toplinska energija zemlje. Iskorištavanjem geotermalne energije značajno se doprinosi smanjenju emisija CO₂.

2.1. Geotermalna energija

Pod pojmom „geotermalna energija“ smatramo onu energiju koja se može dobiti iz Zemljine unutrašnjosti i koja se može iskoristiti u energetske ili neke druge svrhe. Geotermalna energija je toplinski resurs pohranjen u Zemljinoj kori a potječe još iz geoloških procesa stvaranja planete (20 % energije) i od raspadanja radioaktivnih izotopa (80 % energije) koji se nalaze u Zemljinoj unutrašnjosti. Temperatura Zemljine unutrašnjosti raste s povećanjem dubine, tako da je temperatura na dubini od 6000 km iznosi oko 5000 °C. Promjena temperature po jedinici dubine naziva se geotermalni (temperaturni) gradijent. Prosječni geotermalni gradijent za Europu iznosi 0,03 °C/m.[1]

2.2. Geotermalna ležišta

Geotermalno ležište se definira kao spremnik unutar zemlje iz kojega se može dobiti toplina, koja se koristi za proizvodnju električne energije i ostalu prikladnu industrijsku ili kućansku primjenu, na ekonomičan način, što znači da cijena eksploatacije mora biti niža ili usporediva sa ostalim konvencionalnim izvorima energije kao što su hidroenergija ili fosilna goriva. Geotermalna se ležišta dijele prema vrsti na: a) hidrotermalna, b) suhe tople stijene, c) geotlačna, d) magma. Moguća podjela geotermalnih ležišta je i prema termodinamičkim i hidrološkim osobinama. Jedna od najvažnijih i najčešćih klasifikacija geotermalnih izvora je prema temperaturi geotermalnog fluida tako da se geotermalni izvori dijele na: niskotemperaturne, srednjotemperaturne, visokotemperaturne.

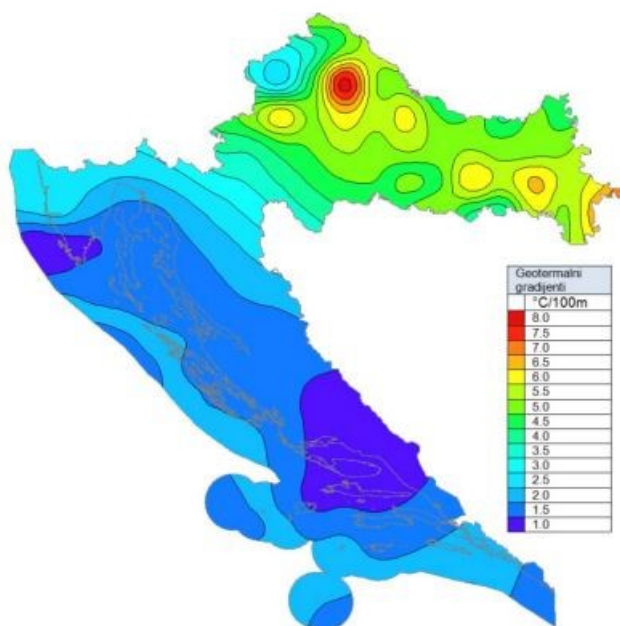
2.3. Geotermalna energija u Hrvatskoj

U Hrvatskoj se geotermalna energija iskorištava najviše u medicinske i balneološke svrhe (bolnica Naftalan, Varaždinske toplice, Tuheljske toplice, Daruvarske toplice i mnogi drugi). Geotermalni potencijal Hrvatske procijenjen je na 812 MW toplinske energije i 46 MW električne energije. Temperatura vode kod većine geotermalnih izvora je ispod 65 °C zbog čega nisu pogodni za proizvodnju električne energije [2]. Većina tog potencijala se odnosi na kontinentalni dio zemlje u kojoj se nalazi velika većina geotermalnih nalazišta i u kojem je najveći geotermalni gradijent što je pokazano na slici 2.



Slika 1. Prikaz geotermalnih izvora u kontinentalnoj Hrvatskoj.

U Hrvatskoj postoje dva različita područja. Prvo područje je područje Dinarida i Jadrana koje ima prosječni geotermalni gradijent od 0,015-0,025 °C/m. Ovaj rezultat nam ukazuje da je to područje ispod europskog prosjeka i da ima male potencijale za iskorištavanje te energije. Moguća su otkrića vode sa temperaturama na površini prikladnim za rekreativne i balneološke namjene. Drugo područje je Panonski dio u kojem je temperaturni gradijent 0,04 °C/m što nam ukazuje da se na ovom području uz već otkrivena geotermalna ležišta može očekivati i pronalaženje novih geotermalnih ležišta [4].



Slika 2. Geotermalni gradijent u Hrvatskoj.

2.4. Iskorištavanje geotermalne energije

Iskorištavanje geotermalne energije povijesno je bilo ograničeno samo na zone blizu rubova tektonskih ploča gdje je koncentracija energije najveća. S razvojem tehnologije, istraživanje i iskorištavanje geotermalne energije je postalo ekonomično i tehnološki izvedivo. Geotermalna ležišta mogu se podijeliti na:

- 1) plitka geotermalna ležišta (dubina ≤ 400 m),
- 2) duboka geotermalna ležišta (dubina ≥ 400 m).

Plitka geotermalna ležišta pogodna su za mnoge primjene u niskotemperaturnom području zbog velikog volumena i površina koje su dostupne. U polju plitkih geotermalnih izvora postoje tri glavne kategorije iskorištavanja, a to su:

- 1) podzemno spremište toplinske energije,
- 2) dizalice topline,
- 3) izravno korištenje geotermalne energije.

Podzemno spremište toplinske energije koristi se za pohranjivanje toplinske i rashladne energije koja se kasnije može iskoristiti. U praksi, ovaj sistem koristi se i za pohranjivanje viškova toplinske energije iz raznih industrijskih procesa. Izravno korištenje geotermalne energije odnosi se na

iskorištavanje geotermalne energije u obliku vrućih izvora vode ili zraka. Najčešće se koristi za zagrijavanje plastenika, staklenika, sušare drvene mase, zaštita od zaleđivanja cesta i topljenje leda.

2.5. Dizalice topline

Dizalice topline su sustavi koji omogućuju iskorištavanje energije sadržane u zraku ili tlu za zagrijavanje ili hlađenje medija (zrak ili voda). Primjenjuju se u svim veličinama, od najmanjih koje zagrijavaju ili hlade male prostore do sustava koji služe za opskrbu toplinskom energijom cijelih naselja. Koriste se za niskotemperaturne sustave grijanja, s temperaturom polaznog voda već od 35 °C u slučaju podnog grijanja, te s temperaturom polaznog voda od 55°C kod zagrijavanja sanitarne tople vode [1].

2.5.1. Princip rada dizalice topline

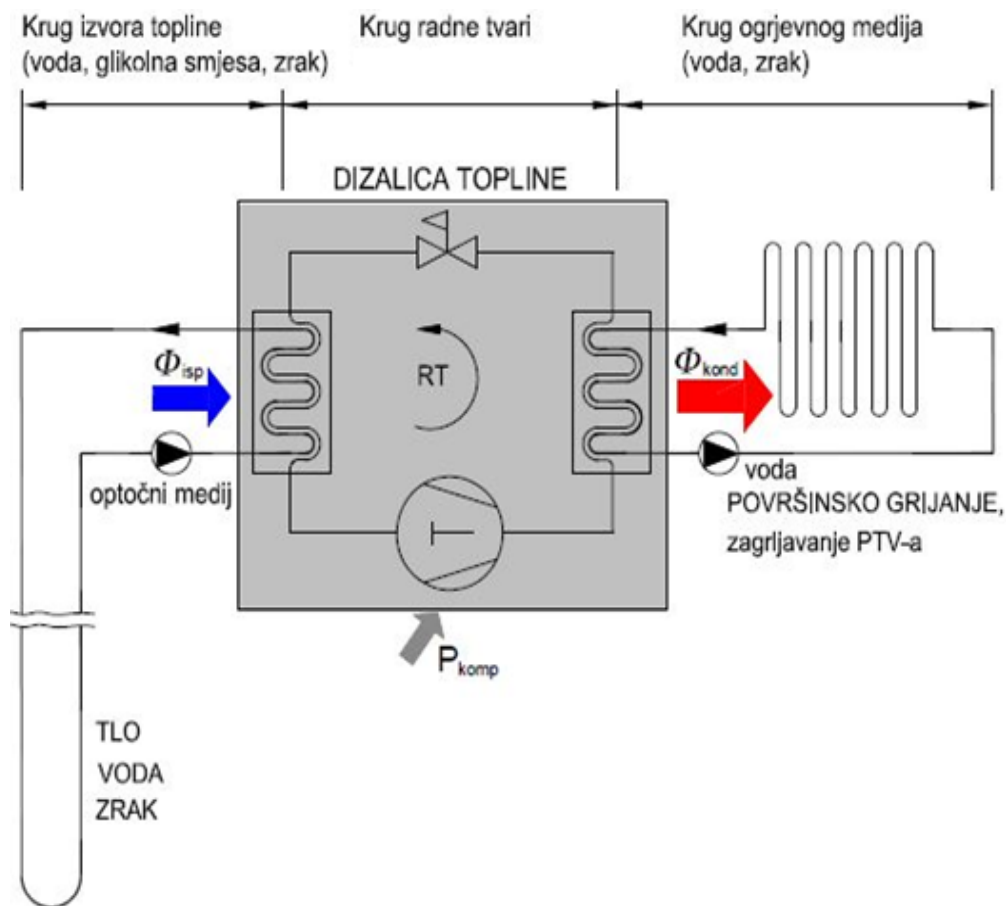
Princip rada dizalice topline zasniva se na ljevokretnom kružnom procesu. Kako je prema II. zakonu termodinamike nemoguće konstruirati uređaj koji bi radio ciklički, prenoseći toplinu s tijela niže na tijelo više temperature, a da pri tome nema efekta na okoliš, sasvim je jasno, da bi dizalica toplina ispunila svoju zadaću mora koristiti kompenzacijsku energiju. Stoga je jedna od klasifikacija dizalica topline upravo podjela prema vrsti kompenzacijske energije koju ona troši na svoj rad. Tako razlikujemo:

- 1) kompresijske dizalice topline gdje je kompenzacijska energija mehanički rad kompresora ili pumpe koja ostvaruje strujanje radne tvari,
- 2) sorpcijske dizalice topline koje koriste toplinu kao kompenzacijsku energiju potrebnu za strujanje fluida (apsorpcijske i adsorpcijske dizalice topline).

Potrebno je naglasiti da je realizacija ljevokretnog kružnog procesa u dizalicama topline moguća samo ako nam na raspolaganju stoje dva toplinska spremnika različitih temperatura koje nazivamo:

- 1) toplinski izvor (toplinski spremnik niže temperature); niskotemperaturni spremnik topline koji toplinu predaje dizalici topline,
- 2) toplinski ponor (toplinski spremnik više temperature); visokotemperaturni spremnik topline kojem dizalica topline predaje toplinu.

Osim kod dizalica topline isti princip rada nalazimo i kod rashladnih uređaja u kojima se također odvijaju ljevokretni kružni procesi. Općenito se ljevokretni kružni procesi nazivaju još i rashladnim procesima, ogrjevnim procesima i rashladno-ogrjevnim procesima, ovisno o tome koja je osnovna namjena njihove primjene. Općenito dizalica topline može raditi kao rashladno-ogrjevni proces. Kada se dizalica topline koristi u režimu grijanja toplinski izvor služi kao spremnik niže temperature (voda, tlo, zrak) a uz pomoć dizalnice topline, to jest kompresora, dodaje se energija izvana i prelazi u toplinski spremnik više temperature (toplinski ponor) koji predstavlja grijana prostorija ili sanitarna topla voda. Na slici 3 dat je shematski prikaz dizalnice topline u režimu grijanja [1].



Slika 3. Shematski prikaz dizalnice topline u režimu grijanja.

Kada se dizalica koristi u režimu hlađenja ugrađuje se četveroputni ventil. U tom slučaju toplinski ponor postaje toplinski spremnik niže temperature (tlo, voda, zrak) dok se toplina hlađenog prostora odvodi uz pomoć isparivača posredstvom zraka ili vode/glikolna smjesa.

2.5.2. Podjela dizalica topline

Dizalice topline se dijele u tri osnovne skupine s obzirom na toplinski izvor, a to su:

- 1) tlo-voda,
- 2) voda-voda ili voda-zrak,
- 3) zrak-voda.

Prva skupina dizalica topline tlo-voda kao toplinski izvor koristi slojeve tla a prema načinu ugradnje razlikujemo dva tipa ugradnje koji će biti detaljnije objašnjeni u poglavljima 2.5.2.1. i 2.5.2.2..

Druga skupina dizalica topline voda-voda ili voda-zrak koristi podzemne ili površinske vode kao izvor topline a prema načinu ugradnje razlikujemo dva tipa ugradnje koji će biti detaljnije objašnjeni u poglavljima 2.5.2.3. i 2.5.2.4..

Treća skupina dizalica topline zrak-voda koristi okolišni ili otpadni zrak kao izvor topline a dodatno je objašnjena u poglavlju 2.5.2.5..

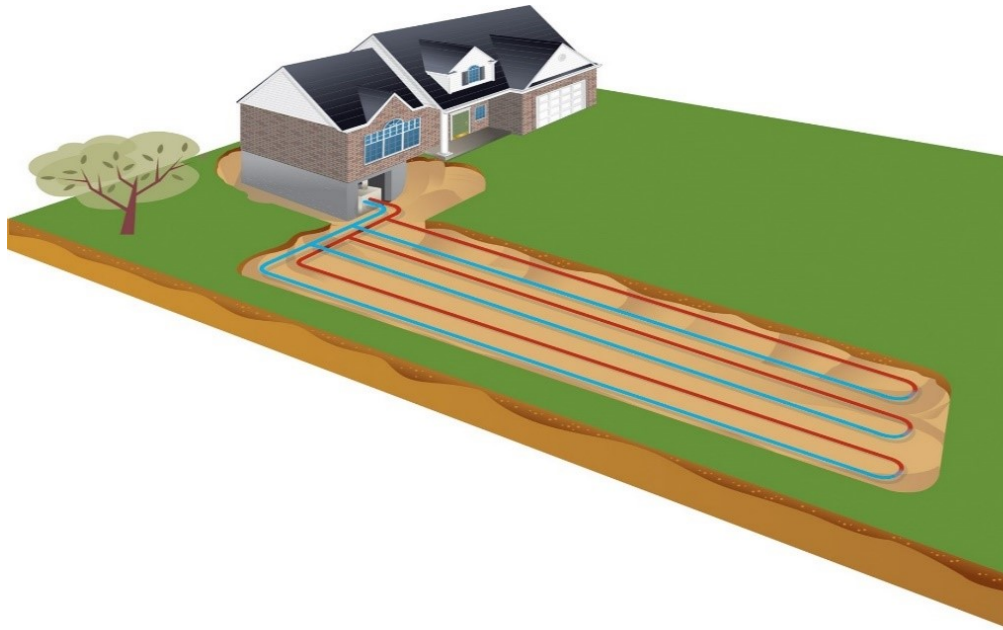
Posebnu skupinu dizalica topline tvori solarna dizalica topline koja je detaljnije objašnjena u poglavlju 2.5.2.6..

2.5.2.1. Dizalica topline tlo-voda sa horizontalnom izvedbom izmjenjivača topline

Ovakvi sustavi se obično rabe u ruralnim sredinama gdje ima dovoljno prostora jer površina izmjenjivača topline obično je dvostruko veća od površine grijanog prostora kako je prikazano na slici 4. Izmjenjivači topline se polažu u tlo obično kao snopovi vodoravnih cijevi na dubini od 1 pa sve do 10 metara. Glavna prednost nad ostalim načinima ugradnje su niži investicijski troškovi. Učinkovitost izmjenjivača, ovisno o svojstvima tla, kreće se u granicama od 15 do 35 W/m² i prikazan je u tablici 1. pri čemu se najbolja učinkovitost dobiva za glineno tlo i tlo s podzemnim vodama. Toplinski izvor se regenerira, zahvaljujući sunčevom zračenju, kiši ili rosi[1].

Tablica 1. Specifični učinak horizontalnog izmjenjivača u tlu, ovisno o sastavu tla.

Vrsta tla	Specifični učinak [W/m ³]
Suho pješčano tlo	10-15
Mokro pješčano tlo	15-20
Suho glinasto tlo	20-25
Mokro glinasto tlo	25-30
Tlo s podzemnom vodom	30-35



Slika 4. Dizalica topline tlo-voda sa horizontalnom izvedbom izmjenjivača topline.

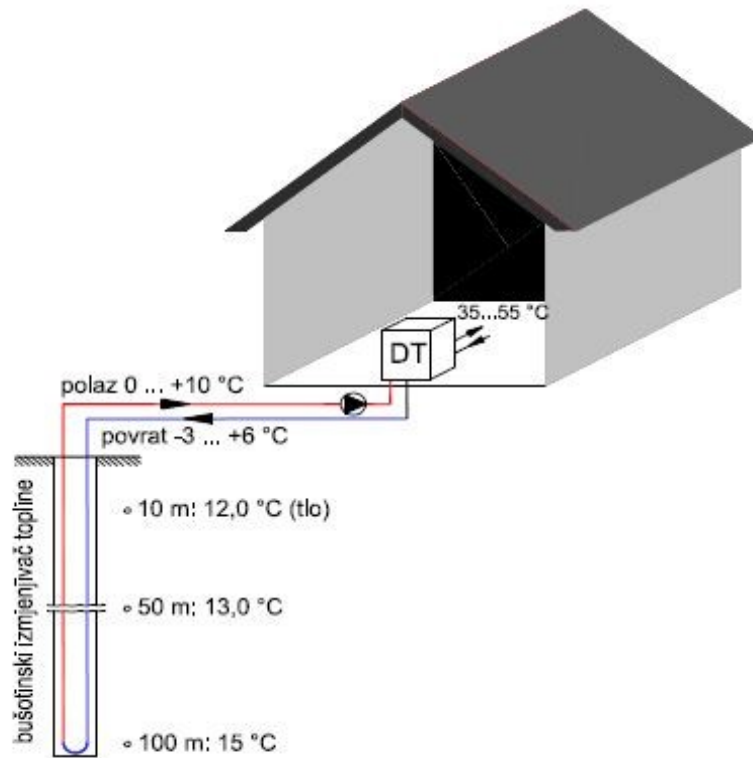
2.5.2.2. Dizalica topline tlo-voda sa vertikalnom izvedbom izmjenjivača topline

Vertikalna izvedba bušotine u koju se ulaže izmjenjivač od 60 do 150 m ili 200 m dubine prikazana je na slici 5. Ovakva izvedba prihvatljiva je u gusto naseljenim područjima, pogotovo na mjestima gdje je okoliš uređen, pri čemu dolazi do minimalnih promjena vanjskog izgleda okoline. Ovakvi su sustavi široko prihvaćeni u razvijenom svijetu, u čemu prednjače Švedska, SAD, Austrija, Njemačka, Švicarska i Francuska. Koliko se topline može oduzeti tlu ovisi o njegovom sastavu i vlažnosti, te mjestu polaganja izmjenjivača topline.

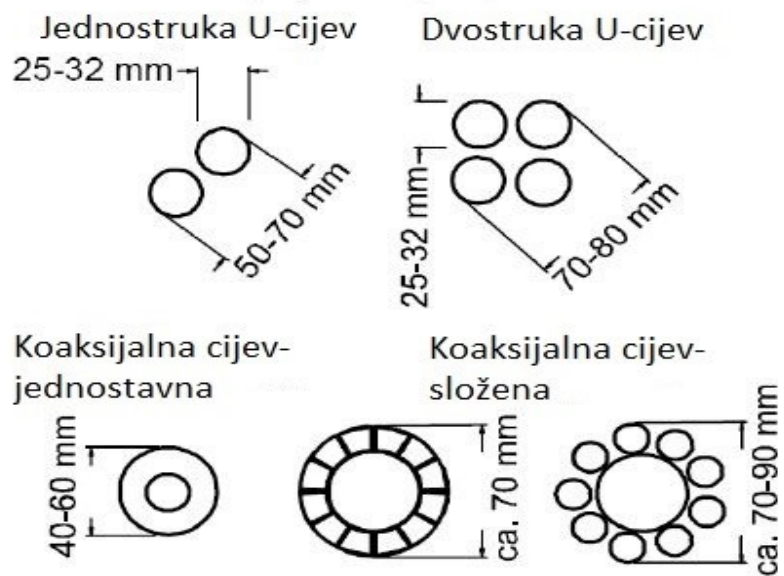
Do sada provedena istraživanja, kao i u praksi instalirani sustavi, pokazuju da je temperatura tla na dubini od 2 m otprilike 7 do 10 °C, a na dubini do 100 m između 12 i 15 °C. Izmjenjivači topline (prethodno tvornički montiran) u tlo se polaže u tri osnovne izvedbe [1]:

- 1) kao jednostruka U cijev,
- 2) kao dvostruka U cijev,
- 3) kao koaksijalna cijev, pri čemu kroz unutarnju PE cijev struji hladni medij (voda + glikol), dok se kroz vanjsku metalnu cijev zagrijani medij vraća na isparivač.

Na slici 6 prikazani su načini izvedbe vertikalnih izmjenjivača topline.



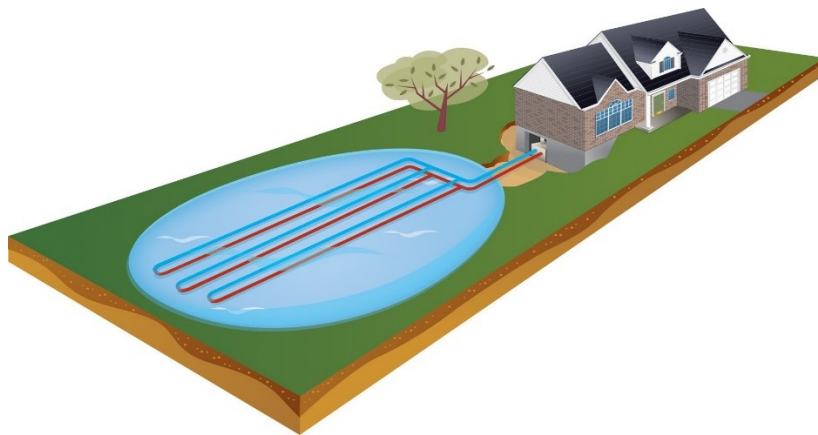
Slika 5. Dizalica topline tlo-voda sa vertikalnom izvedbom izmjenjivača topline.



Slika 6. Načini izvedbe vertikalnog izmjenjivača topline.

2.5.2.3. Dizalica topline voda-voda sa površinskom vodom kao toplinskim izvorom

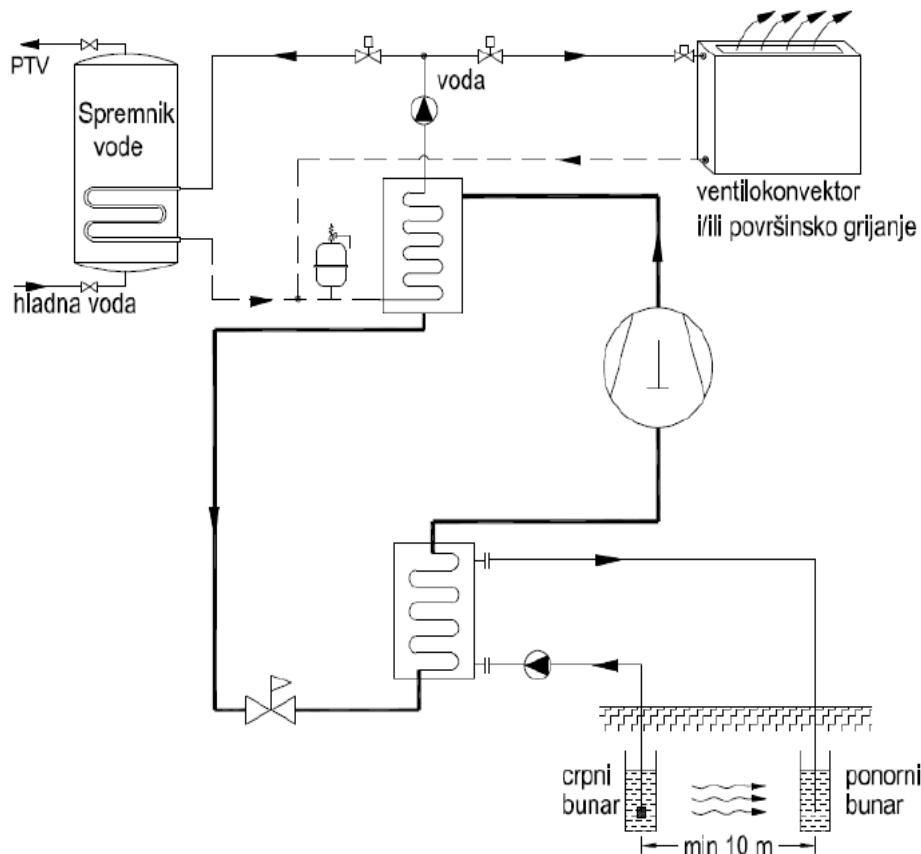
Takve dizalice topline koriste geotermalnu energiju sadržanu u nadzemnim vodama kako je prikazano slikom 7. Takav sustav može koristiti zatvorenu ili otvorenu petlju izmjenjivača topline. Kada se koristi otvorena petlja obično se javljaju mnogi problemi kao što su korozija ili potreba za čestim čišćenjem filtera koji sprječavaju ulazak nečistoća u sustav tako da je češći slučaj zatvorene petlje gdje nema izmjene fluida. Korištenje dizalica topline s ovakvim izvorima topline ekonomski je opravdano kad je vanjska temperatura iznad granice od 0 °C. Pri tome veliku ulogu imaju položaj i veličina rijeke ili jezera. Jezera su, zbog veće akumulacije u pogledu temperature vode, obično povoljnija od rijeka. Kod dovoljno velikih jezera i na dovoljno velikim dubinama (oko 20 do 30 m), temperatura vode zimi ne pada ispod 5 °C. Nedostatak ovog izvora je ograničenost njegove primjene samo na mali broj potrošača koji leže uz samo jezero. Za udaljenije potrošače investicijski i pogonski troškovi za crpljenje i povratak vode u jezero su preveliki.



Slika 7. Dizalica topline; površinska voda kao izvor topline.

2.5.2.4. Dizalice topline sa podzemnim vodama kao izvorom topline

Podzemna voda kao izvor topline smatra se najpovoljnijim izvorom topline za pogon dizalice topline jer je temperatura vode koja se crpi iz podzemnih izvora tijekom cijele godine približno jednaka i u većini slučajeva se kreće od 8 do 12 °C ovisno o dubini iz koje se voda crpi. Korištenje podzemnih voda moguće je samo ako su nam na raspolaganju dva bunara, jedan crpni i jedan ponorni, pri čemu razmak između bunara mora biti jednak ili veći od 10 metara. Crpni bunar treba u svim etapama pogona imati dovoljnu količinu vode kako pogon dizalice topline ne bi bio prekidan. Shematski prikaz izvedbe dizalice topline s podzemnim vodama kao izvorom topline dan je na slici 8.

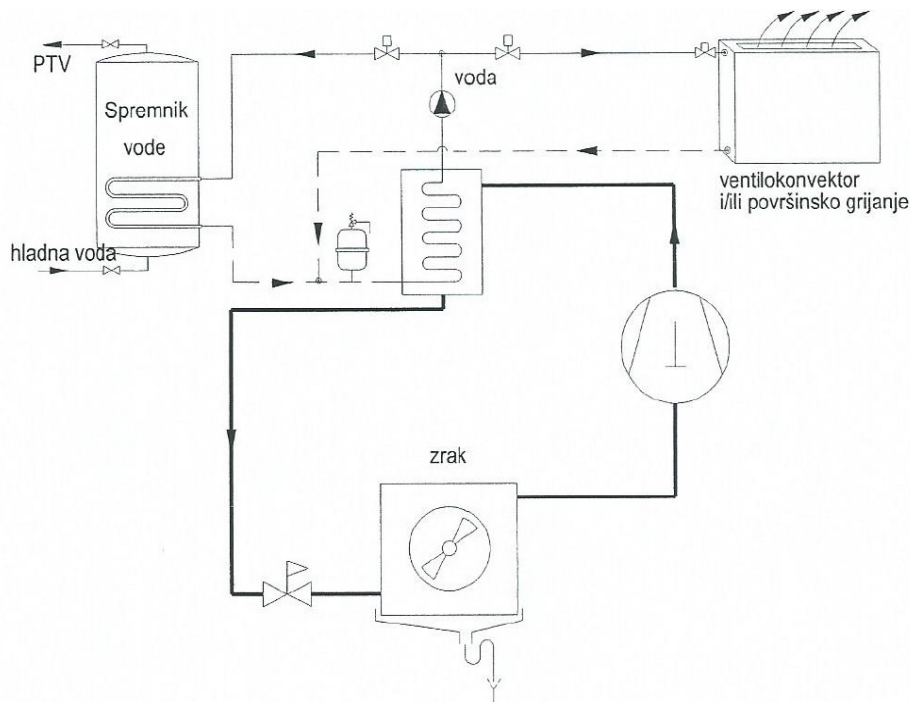


Slika 8. Dizalica topline sa podzemnom vodom kao izvorom topline.

2.5.2.5. Dizalica topline sa okolišnim zrakom kao izvorom topline

Okolišni zrak je najveći i najpristupačniji ogrjevni spremnik topline za dizalice topline, međutim iako je energija zraka dostupna na svakom mjestu mogućnost njenog korištenja određena je u najvećoj mjeri sa temperaturom zraka. Naime pri vrlo niskim vanjskim temperaturama zraka (već od +2 pa do -5 °C) dolazi do zaleđivanja površine isparivača te je potrebno zaustaviti rad dizalice topline i provesti odleđivanje. Moderne dizalice topline imaju ugrađene zaštitne mjere protiv zaleđivanja i nakupljanja inja na isparivačima ali s time znatno opada stupanj iskoristivosti. Na temelju dosadašnjih iskustava s dizalicama topline za grijanje zgrada, koje koriste vanjski zrak kao izvor topline, može se reći da se do -5 °C vanjske temperature može ekonomski i pogonski opravdati njezina upotreba, a za niže temperature vanjskog zraka potrebno je imati dodatni izvor topline koji će dogrijavati prostorije.

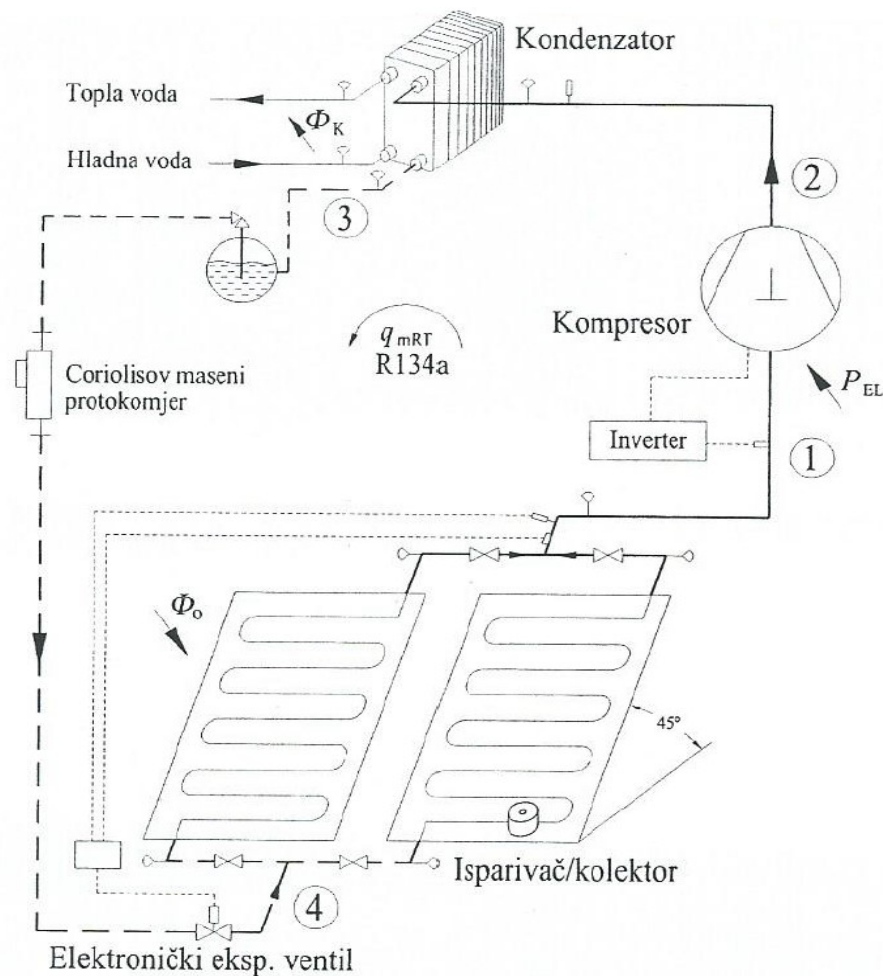
Još jedan od nedostataka je i velika buka. Buku proizvode ventilatori vanjskih jedinica uređaja dizalice topline kojima se pospješuje izmjena topline između radne tvari i vanjskog zraka. Shematski prikaz izvedbe dizalice topline s okolišnjim zrakom kao izvorom topline dan je na slici 9.



Slika 9. Dizalica topline sa okolišnim zrakom kao izvorom topline.

2.5.2.6. Solarna dizalica topline

Energija sunca može se koristiti kao izravni izvor topline što nam omogućava višu temperaturu isparavanja a time i veći toplinski učinak isparivača nego kod drugih izvora topline. Vrijednosti koeficijenata grijanja koje se postižu pri izravnom korištenju sunčeve energije ovise o intenzitetu sunčeva zračenja i o vanjskoj temperaturi zraka. Solarna dizalica topline koja direktno iskorištava sunčevu energiju posjeduje solarne kolektore kroz koje struji radna tvar koja preuzimajući toplinu prelazi iz kapljevitog u plinovito agregatno stanje te se pritom gubi jedan dio topline zbog izmjene sa okolišnim zrakom. Shematski prikaz solarne dizalice topline prikazan je na slici 10.



Slika 10. Shematski prikaz solarne dizalice topline.

2.5.3. Ljevokretni kružni proces

Princip rada dizalice topline zasniva se na ljevokretnom Carnotovom procesu.

Promjene stanja u ljevokretnom kružnom procesu prema slici 11:

- 1) isparivanje: promjena 4-1,
- 2) kompresija: promjena 1-2,
- 3) kondenzacija: promjena 2-3,
- 4) prigušenje: promjena 3-4.

Ljevokretni kružni proces koristi se kad se postavljaju zahtjevi za što većim toplinskim učinkom hlađenja ili grijanja, a ne dobivanja mehaničkog rada. Rad utrošen na kompresiju veći je od rada utrošenog na ekspanziju pa je za ostvarivanje procesa potrebno dodatno utrošiti rad $W < 0$. Za isparavanje radne tvari u isparivaču potrebna je specifična toplina q_i (kJ/kg) koja se dovodi iz

$$q_k = T_k * (s_2 - s_3) \quad \left(\frac{kJ}{kg}\right) \quad (3)$$

$$q_i = T_i * (s_1 - s_4) \quad \left(\frac{kJ}{kg}\right) \quad (4)$$

pri čemu je:

s_1, s_2, s_3, s_4 – specifična entropija radne tvari, kJ/kgK

T_k – termodinamička temperatura kondenzacije radne tvari, K

T_i – termodinamička temperatura isparavanja radne tvari, K

uvrštavanjem izraza (1),(3) i (4) u (2) uz $(s_2 - s_3) = (s_1 - s_4)$ dobivamo faktor grijanja idealnog Carnotovog ljevokretnog ciklusa:

$$\beta_H = \frac{T_k}{T_k - T_i} = \frac{1}{1 - \frac{T_i}{T_k}} > 1 \quad (5)$$

Iz izraza (5) zaključujemo da faktor grijanja Carnotovog ljevokretnog ciklusa ovisi o temperaturama kondenzacije i isparavanja radne tvari.

2.5.4. Radne tvari koje se koriste kod dizalica topline

Unutar dizalica topline, odnosno rashladno-ogrijevni uređaja struji radna tvar. Radna tvar posrednik je u procesu izmjene topline između dvaju toplinskih spremnika različitih temperatura te su njezina termodinamička svojstva od izuzetne važnosti jer izravno utječu na učinkovitost same dizalice topline. Najvažnija termodinamička svojstva su:

- 1) niska temperatura isparavanja pri atmosferskom tlaku,
- 2) umjeren omjer tlakova kondenzacije i isparavanja,
- 3) velika specifična latentna toplina isparavanja,
- 4) što manji specifični volumen pare radne tvari tj. što veća gustoća pare pri usisavanju pare iz isparivača u kompresor,
- 5) što položitija kritična točka (p_{Kr}, T_{Kr}).

Početak devedesetih godina prošlog stoljeća donesen je niz administrativnih mjera sa ciljem očuvanja okoliša s obzirom na ustanovljenu pojačanu razgradnju ozona u stratosferskim slojevima atmosfere, odnosno pojavu efekta staklenika. Kao posljedica poduzetih mjera dolazi do velike zamjene radnih tvari-freona (CFC-a i HCFC-a) korištenih u dotadašnjoj praksi. Danas se koriste tvari koje imaju mali ili nikakav utjecaj na okoliš, to jest razgradnju ozona. Stare radne tvari zamjenjuju se ekološki prihvatljivijim navedenih u tablici 2 [8].

Tablica 2. Ekološki prihvatljive radne tvari.

Radna tvar	Sastav	Zamjena za	GWP ₁₀₀	Primjena	Napomena
R134a		R12, R22	1300	kućanski aparati i mali komercijalni rashladni uređaji	prikladna za retrofiting
R152a		R12	140	automobilski rashladni uređaji (u istraživanju)	umjereno zapaljiva
R600a		R12, R134a	20	kućanski aparati	zapaljiva, eksplozivna
R404a	143a/125/134a (52, 44, 4 %)	R502, R22	3260	pokretne hladnjače za smrznutu robu	pseudo azeotropna tvar
R407c	32/125/134a (23, 25, 52 %)	R22	1526	klimatizacija	klizanje temperature
R417a	600/134a/125 (3.5, 50, 46.5 %)	R22	2138	rashladnici vode, rashladne vitrine	klizanje temperature
R410a	32/125 (50, 50 %)	/	1725	split sustavi za hlađenje	visok tlak
R23		R13	11700	kaskadni rashladni uređaji	visok GWP
R744			1	kaskadni rashladni uređaji	previsok tlak T _{kr} niska
R717		R22	0	industrijsko hlađenje	otrovna

Tablica 3. Svojstva odabranih radnih tvari.

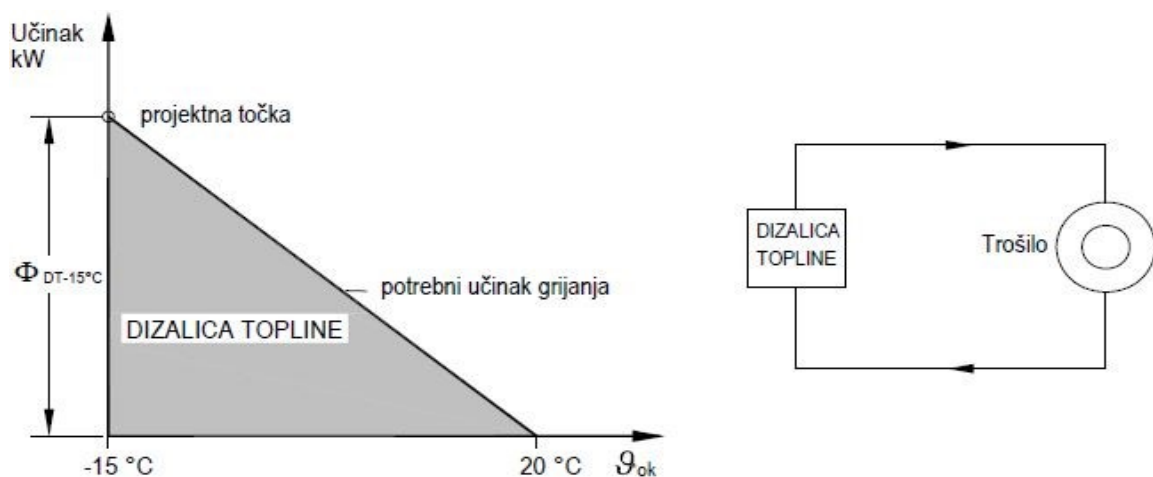
Svojstvo	R134a	R600a	R152a	R717
ODP	0	0	0	0
GWP ₁₀₀	1300	20	140	0
Molekularna masa	102,03	58,12	66,05	17,03
Kritična temperatura, °C	101	134,7	113,3	135,25
Kritični tlak, bar	40,6	36,4	45,2	113,3
Temperatura isparavanja (1 bar), °C	-26,1	-11,6	-24	-33,3
Tlak isparavanja (-15 °C), bar	1,64	0,89	1,49	2,36
Gustoća kapljevine (30 °C), kg/m ³	1187	544,3	886,6	595,2
Gustoća pare (-15 °C), kg/m ³	8,29	2,49	4,84	1,97
Spec. toplota isparavanja (-15 °C), kJ/kg	209,5	369,8	321,7	1312,8
Volumetrički rashladni učinak, kJ/m ³	1285,3	688	1225	2214,3

2.5.5. Načini rada dizalica topline

Sustavi grijanja s dizalicom topline mogu biti izvedeni tako da dizalica topline bude jedini izvor topline a može se koristiti i s nekim drugim izvorima topline. Razlikujemo sljedeće načine rada dizalica topline:

2.5.5.1. Monovalentni način rada

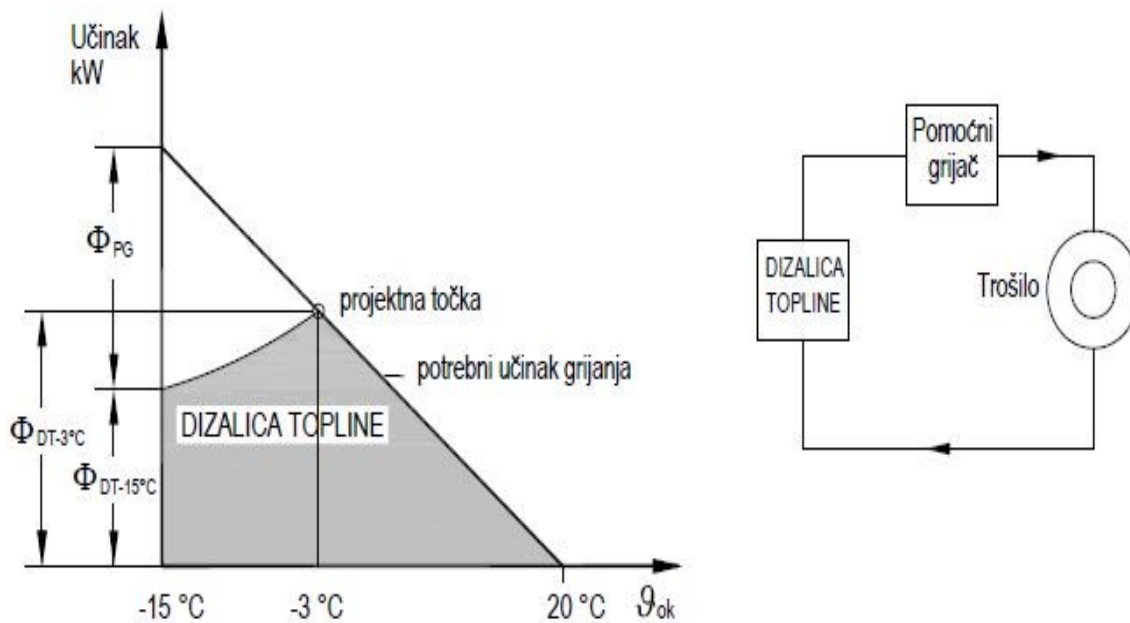
Ako dizalica topline isporučuje dovoljno toplinske energije, kako bi se u potpunosti pokrile toplinske potrebe zgrade, onda nije potreban niti jedan drugi uređaj za proizvodnju topline. U tom se slučaju radi o monovalentnom načinu rada. Takav način rada imaju dizalice topline koje koriste geotermalnu energiju (podzemna voda ili toplina tla) kao izvor topline.



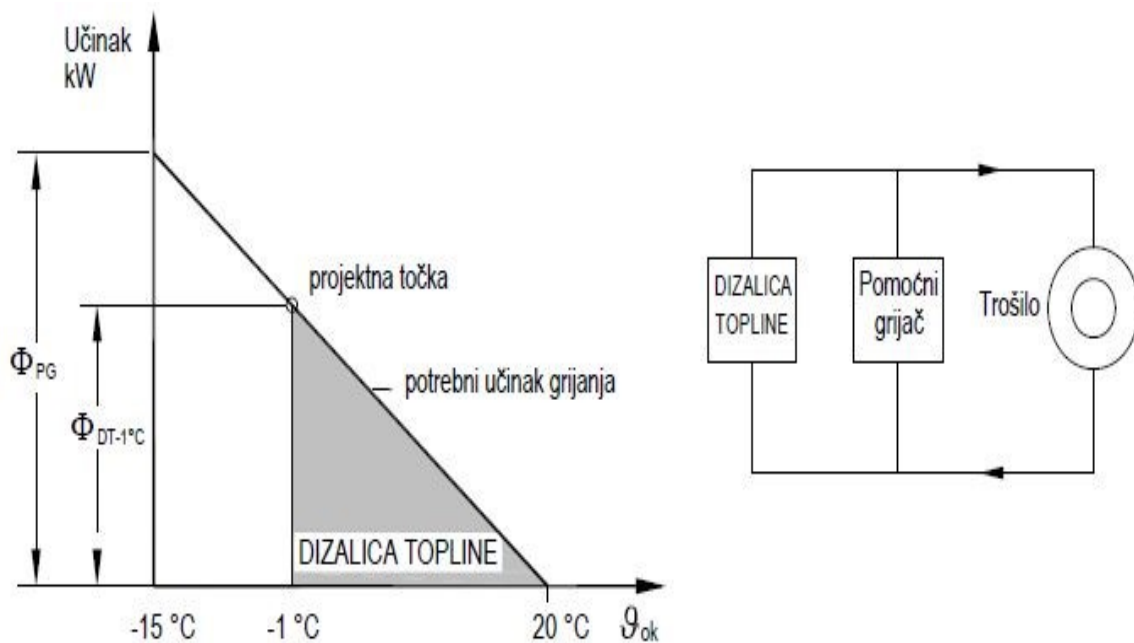
Slika 12. Monovalentni način rada dizalice topline [1]

2.5.5.2. Bivalentni način rada

Postoje postrojenja koja ne osiguravaju uvijek dovoljno energije za pokrivanje potrebne toplinske potrebe. Kod takvih postrojenja potreban je dodatni proizvođač topline koji se uključuje uz dizalicu topline. Budući da više ne postoji samo jedan uređaj (mono), već dva (bi), riječ je o bivalentnom načinu rada. Kod bivalentnog pogona razlikuju se alternativni i paralelni pogon. Kod alternativnog pogona radi ili dizalica topline ili dodatno grijanje. To najviše ovisi o vanjskoj temperaturi. Kod paralelnog pogona dizalica topline radi uvijek, a drugi proizvođač topline se uključuje samo kada dizalica topline ne može osigurati dostatnu toplinsku energiju. Na slikama 13 i 14 dani su dijagrami i skice načina rada pojedinih postrojenja [1].



Slika 13. Bivalentni paralelni način rada [1].



Slika 14. Bivalentni alternativni način rada [1].

3. POSTAVKA ZADATKA

3.1. Energijski i eksergijski proračun dizalice topline

Provesti termodinamičku analizu dizalice topline sa svrhom ispitivanja utjecaja temperature kondenzacije na iskoristivost sustava dizalice topline odnosno utvrditi iznose gubitaka energije u pojedinim komponentama s obzirom na promjenu temperature kondenzacije. Destrukciju energije izračunati koristeći drugi glavni stavak termodinamike te definirati iznose ireverzibilnosti kao pokazatelja kvalitete i efikasnosti određene komponente sustava. Dizalice topline koriste razne rashladne tvari, stoga provesti simulacijski proračun za četiri radne tvari, te zaključiti koja tvar je najisplativija odnosno koja tvar zahtijeva najmanji maseni protok uz najveći prijenos energije to jest topline. Također, dizalice topline koriste kompresore različitog stupnja korisnog djelovanja, stoga je potrebno izanalizirati utjecaj stupnja korisnog djelovanja kompresora na ukupni stupanj korisnosti ciklusa, te njegov utjecaj na destrukciju energije. Ocjenu kvalitete rada dizalice topline s odabranim parametrima prikazati pomoću faktora grijanja β_H .

Provesti proračun dizalice topline na temelju prvog i drugog glavnog stavka termodinamike za određene uvjete dobivene iz iskustvenih podataka i pretpostavki. Proračun provesti za grijanje građevine volumena $12 \times 10 \times 3$ m uz pretpostavku dovođenja 80 W/m^3 toplinskog toka za održavanje temperature prostorije od $20 \text{ }^\circ\text{C}$, pri vanjskoj okolišnoj temperaturi od $-5 \text{ }^\circ\text{C}$. Dizalica topline kao radnu tvar koristi jedan od četiri fluida R134a, R600a, R152a i R717. Kompresor usisava suhozasićenu paru pri temperaturi od -10°C i izentropski ju komprimira na tlak kondenzatora uz pretpostavku stupnja korisnosti kompresora η_{komp} od 0,7 do 1. U kondenzatoru para potpuno kondenzira i kondenzat se pothlađuje za $5 \text{ }^\circ\text{C}$. Temperature kondenzacije variraju u iznos na: $30 \text{ }^\circ\text{C}$, $40 \text{ }^\circ\text{C}$ i $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

4. RAZRADA ZADATKA I ANALIZA DOBIVENIH REZULTATA

4.1. Proračun masenog protoka radne tvari, snage kompresora i faktor grijanja

Zadane su navedene vrijednosti:

R134a , R600a, R717, R152a Radne tvari za koje se provodi proračun.

$V=360 \text{ [m}^3\text{]}$ Volumen prostorije koja se grije.

$\Phi_{2-3}= 80 \cdot V \text{ [W]}$ Toplinski tok za zagrijavanje prostorije.

$\vartheta_{\text{prostorije}}=20 \text{ [}^\circ\text{C]}$ Temperatura prostorije.

$\vartheta_{\text{okoliš}}= -5 \text{ [}^\circ\text{C]}$ Temperatura okoliša.

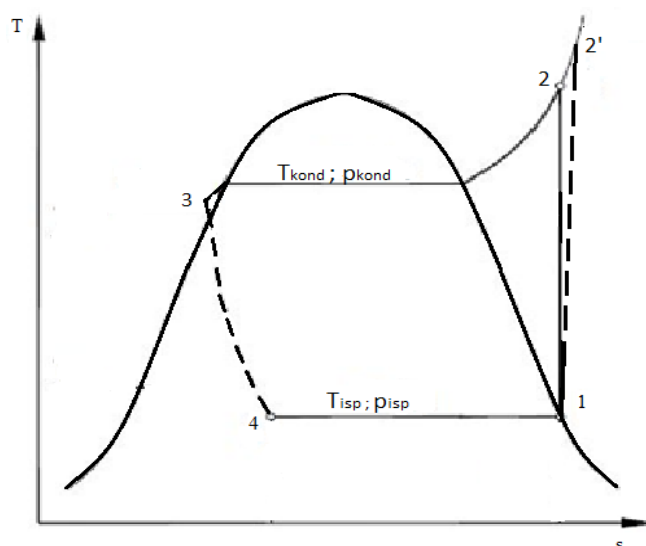
$\vartheta_1= -10 \text{ [}^\circ\text{C]}$ Temperatura suhozasićene pare radne tvari pri ulasku u kompresor.

$0,7 \leq \eta_{\text{komp}} \leq 1$ Stupanj korisnosti kompresora.

$\vartheta_{\text{kond}}=30;40;50 \text{ [}^\circ\text{C]}$ Zadane temperature kondenzacije.

$\vartheta_{\text{pothlad}}= -5 \text{ [}^\circ\text{C]}$ Iznos temperature za koji se pothlađuje kapljevinu.

Iz zadanih vrijednosti i primjenom znanja iz termodinamike izračunat će se četiri stanja radne tvari u termodinamičkom ciklusu, kako je prikazano na slici 15.



Slika 15. Realni ljevokretni Carnotov ciklus.

Za točku 1 zadana je vrijednost temperature suhozasićene pare koja ulazi u kompresor koja iznosi -10°C . Na temelju te informacije za radnu tvar R134a iz termodinamičkih tablica očitavane su relevantne termodinamičke veličine tj. tlak, entalpija i entropija.

1. Slučaj ($\vartheta_{\text{kond}} = 30^{\circ}\text{C}$) za R134a

a) $\eta_{\text{komp}}=1$

Veličine stanja toplinskog stanja 1:

$$\vartheta_1 = -10^{\circ}\text{C},$$

$$p_1 = 2,006 \text{ bar},$$

$$h_1 = 244,52 \text{ kJ/kg},$$

$$s_1 = 0,9377 \text{ kJ/(kgK)}.$$

Veličine stanja toplinskog stanja 2:

$$\vartheta_2 = 35,49^{\circ}\text{C},$$

$$p_2 = 7,702 \text{ bar},$$

$$h_2 = 272,4 \text{ kJ/kg},$$

$$s_2 = 0,9377 \text{ kJ/(kgK)}.$$

Zbog pretpostavke $\eta_{\text{komp}} = 1$ slijedi da je $s_1 = s_2$. Temperatura kondenzacije iznosi $\vartheta_{\text{kond}} = 30^{\circ}\text{C}$ iz koje se dobiva tlak zasićenja. Temperaturu i entalpiju točke 2 moguće je isčitati iz toplinskih tablica ili h,s-dijagrama, a za potrebe ovog proračuna te vrijednosti dobivene su pomoću EES programa. Kod slučaja kada η_{komp} nije jednako jedan tada dolazi do promjene u proračunu jer h_2 i s_2 više ne teku po izentropskoj promijeni stanja već po adijabatskoj. Za slučaj kada je $\eta_{\text{komp}} < 1$ slijedi:

$$h'_2 = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{\text{komp}}}.$$

Vrijednost entropije s'_2 je funkcija od p_2 i h'_2 a konačna vrijednost dobiva se linearnom interpolacijom.

Veličine stanja toplinskog stanja 3:

$$\vartheta_3 = 25 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$p_3 = 7,702 \text{ bar},$$

$$h_3 = 86,4 \text{ kJ/kg},$$

$$s_3 = 0,3243 \text{ kJ/kg}.$$

U točki 3 radna tvar pothlađuje se za 5 °C i tlak ostaje nepromijenjen.

Veličine stanja toplinskog stanja 4:

$$\vartheta_4 = -10 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$p_4 = 2,006 \text{ bar},$$

$$h_4 = 86,4 \text{ kJ/kg},$$

$$s_4 = 0,3369 \text{ kJ/(kgK)}.$$

Maseni protok radne tvari izračunava se navedenim izrazom:

$$q_m = \frac{\phi_{23}}{h_3 - h_2} = \frac{\phi_{23} \cdot V}{h_3 - h_2} = \frac{-28,8}{86,4 - 272,4} = 0,1548 \text{ kg/s} .$$

Snaga kompresora tada iznosi:

$$P_{12} = q_m \cdot (h_1 - h_2) = 0,1548 \cdot (244,52 - 272,4) = -4322 \text{ W} .$$

Faktor grijanja tada ima vrijednost:

$$\beta_H = \frac{\phi_{23}}{P_{12}} = \frac{-28,8}{-4,322} = 6,66 .$$

Cjelokupni rezultati za različite radne medije prikazani su u slijedećim tablicama i dijagramima, a izračunati pomoću programa EES.

U tablicama 4, 5 i 6 navedeni su rezultati za radnu tvar R134a. Temperatura kondenzacije iznosi redom 30 °C, 40 °C te 50 °C a pretpostavljeni stupanj korisnosti kompresora kreće se od 1 do 0,7. U tablici su redom prikazani rezultati za:

- 1) faktor grijanja β_h ,
- 2) entalpiju h_2' ,
- 3) toplinski tok $\phi_{4,1}$,
- 4) snagu $P_{1,2}$ to jest snagu kompresora,
- 5) maseni protok q_m
- 6) entropiju s_2' .

Tablica 4. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=30$ °C, radna tvar R134a.

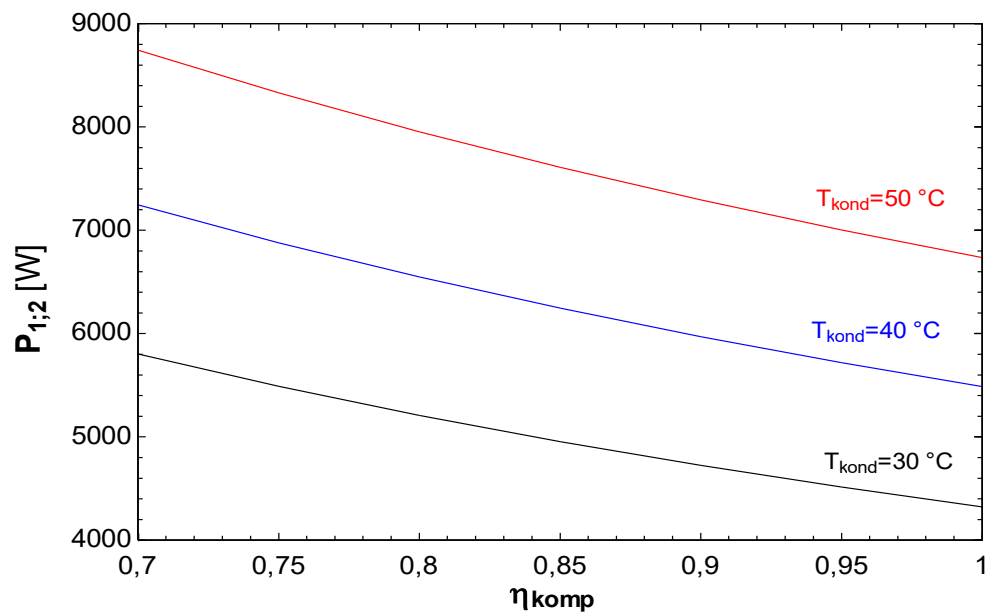
1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 β_h	4 h_2' [kJ/kg]	5 $\phi_{4,1}$ [W]	6 $P_{1,2}$ [W]	7 q_m [kg/s]	8 s_2' [kJ/(kgK)]
Run 1	1	30	6,663	272,4	24478	4322	0,1548	0,9377
Run 2	0,95	30	6,38	273,9	24286	4514	0,1536	0,9424
Run 3	0,9	30	6,097	275,5	24076	4724	0,1523	0,9477
Run 4	0,85	30	5,814	277,4	23846	4954	0,1508	0,9535
Run 5	0,8	30	5,531	279,4	23593	5207	0,1492	0,96
Run 6	0,75	30	5,248	281,7	23312	5488	0,1474	0,9674
Run 7	0,7	30	4,964	284,4	22999	5801	0,1455	0,9757

Tablica 5. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=40$ °C, radna tvar R134a.

1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 β_h	4 h_2' [kJ/kg]	5 $\phi_{4,1}$ [W]	6 $P_{1,2}$ [W]	7 q_m [kg/s]	8 s_2' [kJ/(kgK)]
Run 1	1	40	5,249	278,3	23314	5486	0,1623	0,9377
Run 2	0,95	40	5,037	280,1	23082	5718	0,1607	0,9432
Run 3	0,9	40	4,824	282,1	22830	5970	0,1589	0,9494
Run 4	0,85	40	4,612	284,3	22555	6245	0,157	0,9562
Run 5	0,8	40	4,4	286,8	22254	6546	0,1549	0,9638
Run 6	0,75	40	4,187	289,6	21922	6878	0,1526	0,9724
Run 7	0,7	40	3,975	292,8	21554	7246	0,15	0,9821

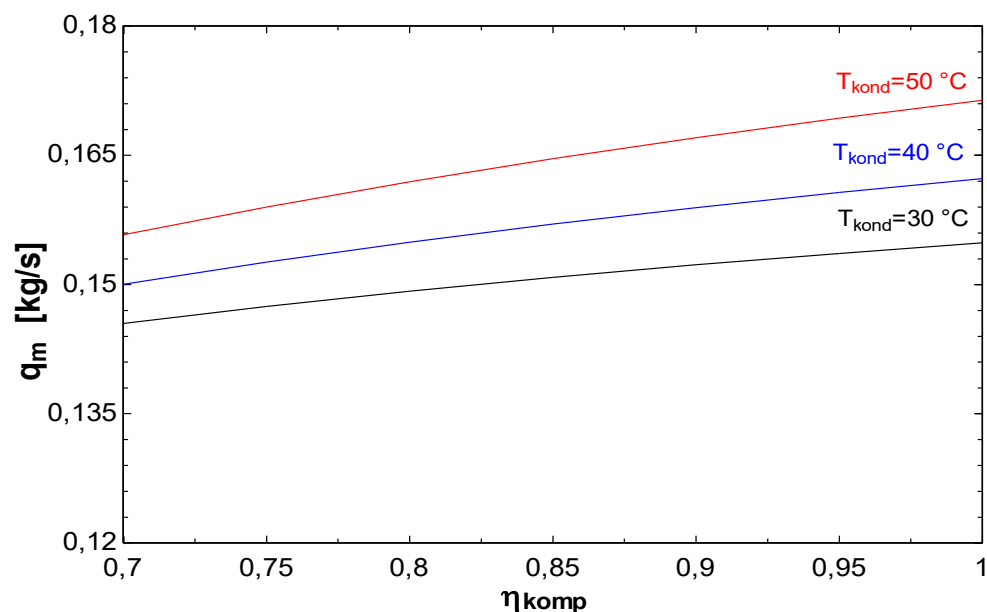
Tablica 6. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=50$ °C, radna tvar R134a.

1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 β_h	4 h_2' [kJ/kg]	5 $\phi_{4,1}$ [W]	6 $P_{1,2}$ [W]	7 q_m [kg/s]	8 s_2' [kJ/(kgK)]
Run 1	1	50	4,277	283,8	22067	6733	0,1714	0,9377
Run 2	0,95	50	4,113	285,9	21798	7002	0,1693	0,9439
Run 3	0,9	50	3,949	288,2	21508	7292	0,167	0,9508
Run 4	0,85	50	3,786	290,7	21192	7608	0,1646	0,9585
Run 5	0,8	50	3,622	293,6	20848	7952	0,1619	0,967
Run 6	0,75	50	3,458	296,9	20471	8329	0,159	0,9767
Run 7	0,7	50	3,294	300,6	20057	8743	0,1558	0,9876



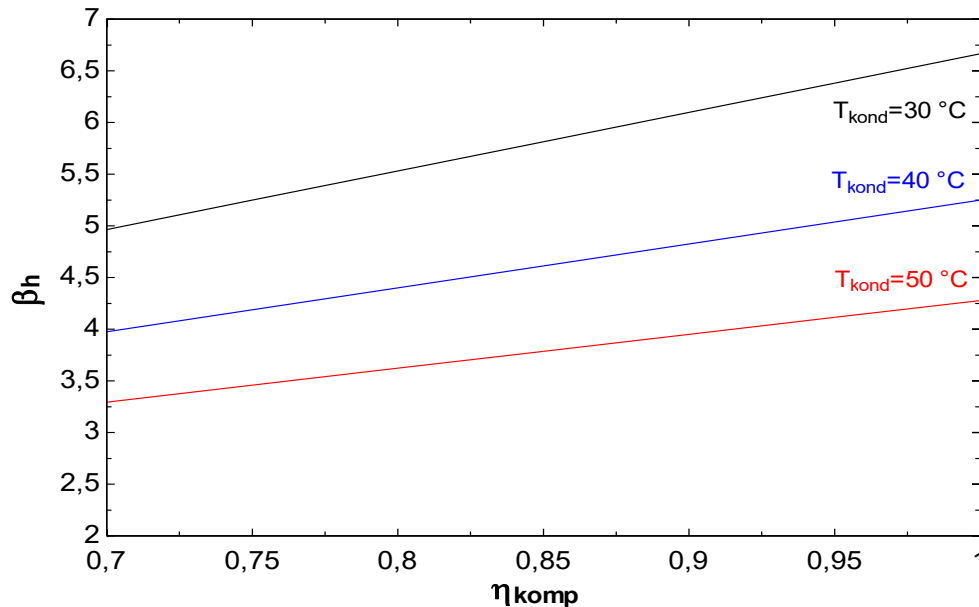
Slika 16. Ovisnost snage kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radna tvar R134a.

Na slici 16 prikazan je dijagram za radnu tvar R134a na kojem se pokazuje ovisnost snage kompresora ($P_{1,2}$) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije raste potrebna snaga kompresora, a sa rastom stupnja korisnosti kompresora pada potrebna snaga kompresora.



Slika 17. Ovisnost masenog protoka o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radna tvar R134a.

Na slici 17 prikazan je dijagram za radnu tvar R134a na kojem se pokazuje ovisnost masenog protoka (q_m) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije raste potreban maseni protok, a sa padom stupnja korisnosti kompresora pada potreban maseni protok.



Slika 18. Ovisnost faktora grijanja o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R134a.

Na slici 18 prikazan je dijagram za radnu tvar R134a na kojem se pokazuje ovisnost faktora grijanja (β_H) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije faktor grijanja se smanjuje, a s porastom stupnja korisnosti kompresora faktor grijanja raste.

Iz dobivenih rezultata za radnu tvar R134a može se zaključiti da povećanje temperature kondenzacije nepovoljno utječe na rad sustava jer se povećava potreban maseni protok radne tvari i potrebna snaga kompresora te smanjuje faktor grijanja. Cjelokupna procedura proračuna ponovljena je za ostale odabrane radne tvari.

U tablicama 7, 8 i 9 navedeni su rezultati za radnu tvar R600a. Temperatura kondenzacije iznosi redom 30 °C, 40 °C te 50 °C a pretpostavljeni stupanj korisnosti kompresora kreće se od 1 do 0,7. U tablici su redom prikazani rezultati za:

- 1) faktor grijanja β_h ,
- 2) entalpiju h_2' ,
- 3) toplinski tok ϕ_{4-1} ,

- 4) snagu $P_{1,2}$ to jest snagu kompresora,
- 5) maseni protok q_m
- 6) entropiju s_2' .

Tablica 7. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=30\text{ }^\circ\text{C}$, radna tvar R600a.

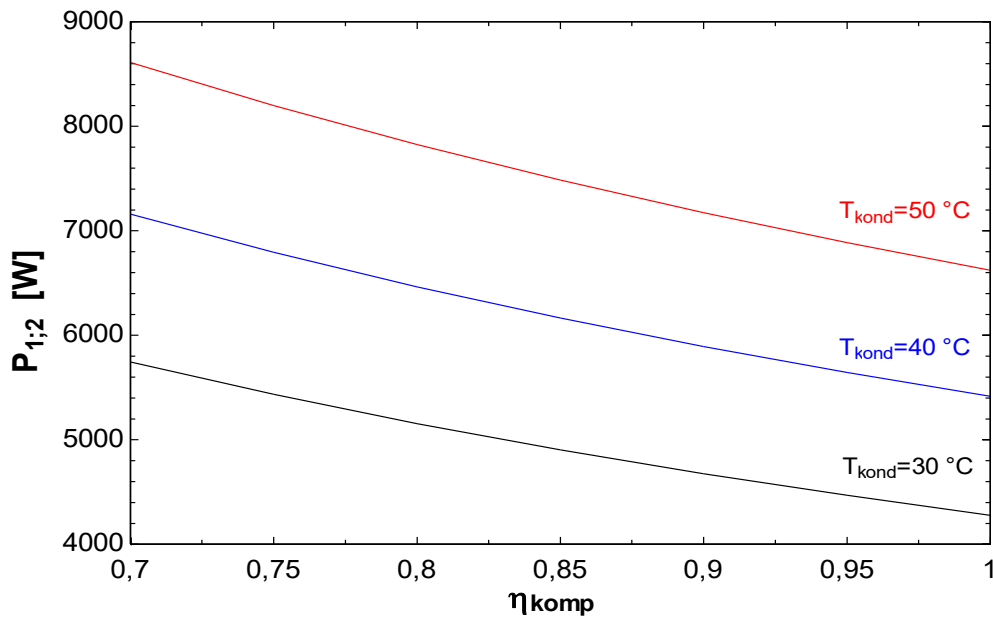
1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 β_h	4 h_2' [kJ/kg]	5 $\phi_{4;1}$ [W]	6 $P_{1;2}$ [W]	7 q_m [kg/s]	8 s_2' [kJ/(kgK)]
Run 1	1	30	6,734	590,9	24523	4277	0,0869	2,3
Run 2	0,95	30	6,447	593,5	24333	4467	0,08623	2,309
Run 3	0,9	30	6,161	596,3	24125	4675	0,08549	2,318
Run 4	0,85	30	5,874	599,6	23897	4903	0,08468	2,329
Run 5	0,8	30	5,587	603,2	23645	5155	0,08379	2,341
Run 6	0,75	30	5,301	607,3	23367	5433	0,0828	2,354
Run 7	0,7	30	5,014	612	23056	5744	0,0817	2,369

Tablica 8. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=40\text{ }^\circ\text{C}$, radna tvar R600a.

1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 β_h	4 h_2' [kJ/kg]	5 $\phi_{4;1}$ [W]	6 $P_{1;2}$ [W]	7 q_m [kg/s]	8 s_2' [kJ/(kgK)]
Run 1	1	40	5,32	601,2	23386	5414	0,09089	2,3
Run 2	0,95	40	5,104	604,4	23157	5643	0,09	2,31
Run 3	0,9	40	4,888	607,8	22908	5892	0,08903	2,321
Run 4	0,85	40	4,672	611,7	22635	6165	0,08797	2,334
Run 5	0,8	40	4,456	616,1	22337	6463	0,08681	2,348
Run 6	0,75	40	4,24	621,1	22007	6793	0,08553	2,363
Run 7	0,7	40	4,024	626,8	21643	7157	0,08411	2,381

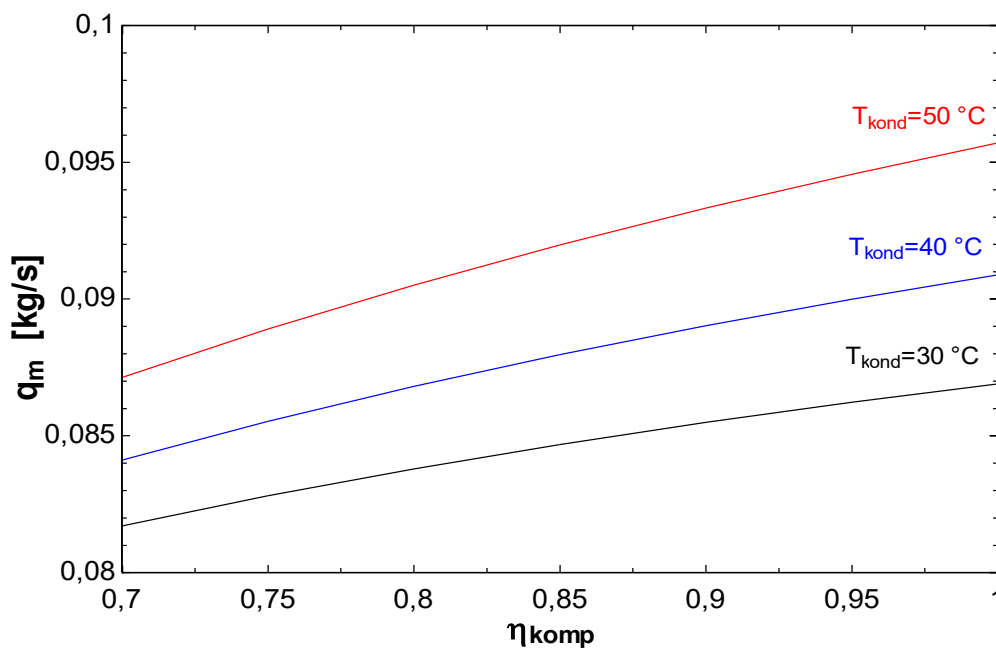
Tablica 9. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^\circ\text{C}$, radna tvar R600a.

1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 β_h	4 h_2' [kJ/kg]	5 $\phi_{4;1}$ [W]	6 $P_{1;2}$ [W]	7 q_m [kg/s]	8 s_2' [kJ/(kgK)]
Run 1	1	50	4,35	610,8	22180	6620	0,09571	2,3
Run 2	0,95	50	4,183	614,5	21915	6885	0,09457	2,312
Run 3	0,9	50	4,015	618,5	21627	7173	0,09333	2,324
Run 4	0,85	50	3,848	623	21315	7485	0,09198	2,338
Run 5	0,8	50	3,68	628,1	20974	7826	0,09051	2,354
Run 6	0,75	50	3,513	633,9	20601	8199	0,0889	2,371
Run 7	0,7	50	3,345	640,5	20191	8609	0,08713	2,391



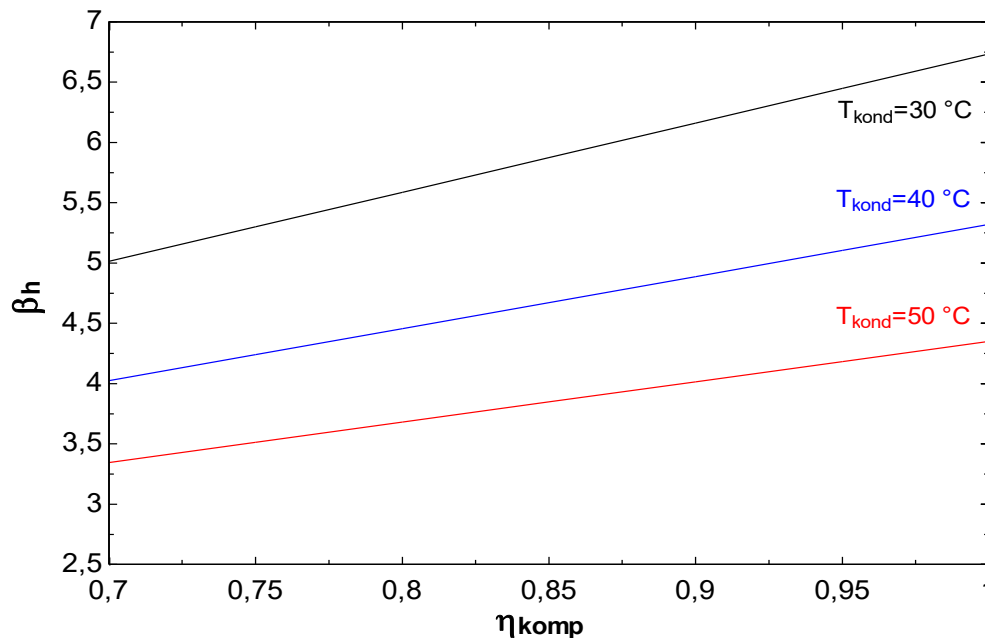
Slika 19. Ovisnost snage kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

Na slici 19 prikazan je dijagram za radnu tvar R600a na kojem se pokazuje ovisnost snage kompresora ($P_{1,2}$) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije raste potrebna snaga kompresora, a sa rastom stupnja korisnosti kompresora pada potrebna snaga kompresora.



Slika 20. Ovisnost masenog protoka o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

Na slici 20 prikazan je dijagram za radnu tvar R600a na kojem se pokazuje ovisnost masenog protoka (q_m) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije raste potreban maseni protok, a sa padom stupnja korisnosti kompresora pada potreban maseni protok.



Slika 21. Ovisnost faktora grijanja o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

Na slici 21 prikazan je dijagram za radnu tvar R600a na kojem se pokazuje ovisnost faktora grijanja (β_H) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije faktor grijanja se smanjuje, a s porastom stupnja korisnosti kompresora faktor grijanja raste.

Iz dobivenih rezultata za radnu tvar R600a može se zaključiti da povećanje temperature kondenzacije nepovoljno utječe na rad sustava jer se povećava potreban maseni protok radne tvari i potrebna snaga kompresora te smanjuje faktor grijanja.

U tablicama 10, 11 i 12 navedeni su rezultati za radnu tvar R152a. Temperatura kondenzacije iznosi redom 30 °C, 40 °C te 50 °C a pretpostavljeni stupanj korisnosti kompresora kreće se od 1 do 0,7. U tablici su redom prikazani rezultati za:

- 1) faktor grijanja β_h ,
- 2) entalpiju h_2' ,
- 3) toplinski tok ϕ_{4-1} ,

- 4) snagu $P_{1,2}$ to jest snagu kompresora,
- 5) maseni protok q_m
- 6) entropiju s_2' .

Tablica 10. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=30\text{ }^\circ\text{C}$, radna tvar R152a.

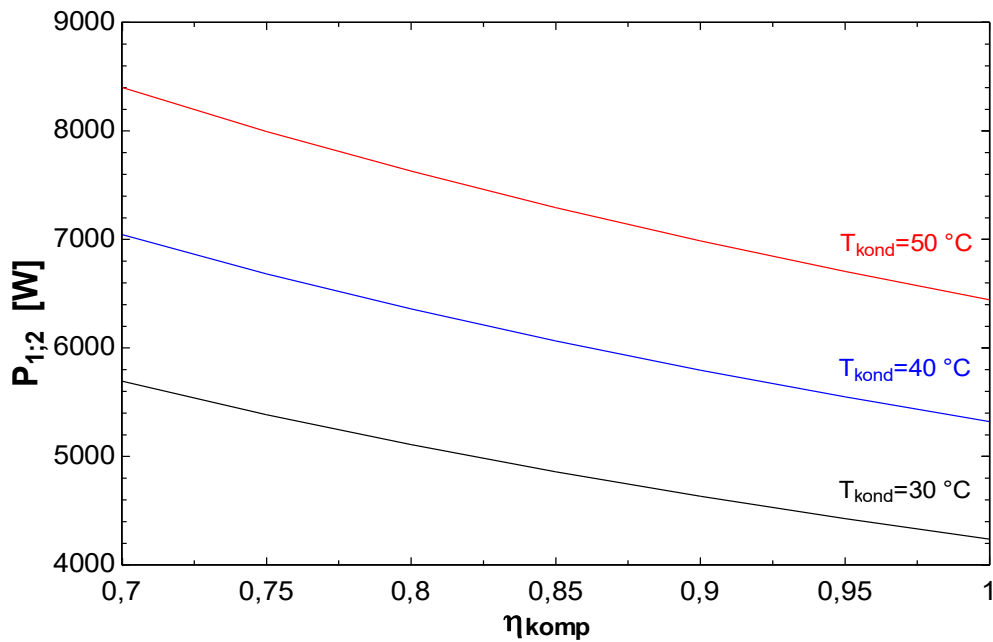
1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 β_h	4 h_2' [kJ/kg]	5 $\dot{\phi}_{4;1}$ [W]	6 $P_{1;2}$ [W]	7 q_m [kg/s]	8 s_2' [kJ/(kgK)]
Run 1	1	30	6,797	543,7	24563	4237	0,09607	2,14
Run 2	0,95	30	6,507	546,1	24374	4426	0,09534	2,147
Run 3	0,9	30	6,217	548,6	24168	4632	0,09453	2,156
Run 4	0,85	30	5,927	551,5	23941	4859	0,09364	2,165
Run 5	0,8	30	5,637	554,8	23691	5109	0,09266	2,175
Run 6	0,75	30	5,348	558,4	23414	5386	0,09158	2,186
Run 7	0,7	30	5,058	562,6	23106	5694	0,09037	2,199

Tablica 11. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=40\text{ }^\circ\text{C}$, radna tvar R152a.

1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 β_h	4 h_2' [kJ/kg]	5 $\dot{\phi}_{4;1}$ [W]	6 $P_{1;2}$ [W]	7 q_m [kg/s]	8 s_2' [kJ/(kgK)]
Run 1	1	40	5,412	553,4	23478	5322	0,09894	2,14
Run 2	0,95	40	5,191	556,3	23252	5548	0,09799	2,149
Run 3	0,9	40	4,971	559,4	23006	5794	0,09695	2,158
Run 4	0,85	40	4,75	562,9	22737	6063	0,09582	2,169
Run 5	0,8	40	4,53	566,9	22442	6358	0,09457	2,18
Run 6	0,75	40	4,309	571,3	22116	6684	0,0932	2,194
Run 7	0,7	40	4,088	576,5	21756	7044	0,09168	2,208

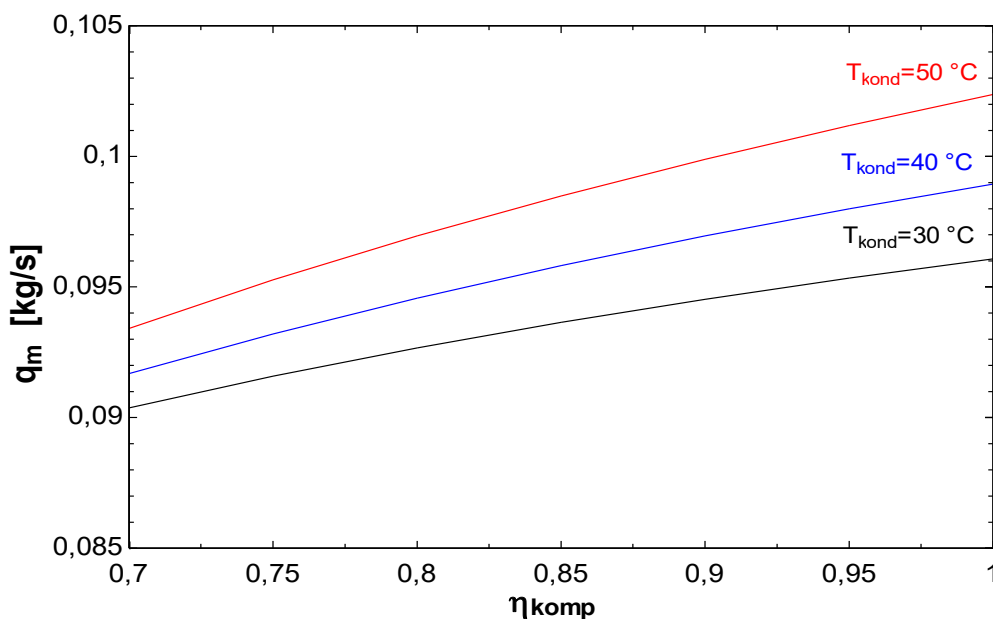
Tablica 12. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^\circ\text{C}$, radna tvar R152a.

1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 β_h	4 h_2' [kJ/kg]	5 $\dot{\phi}_{4;1}$ [W]	6 $P_{1;2}$ [W]	7 q_m [kg/s]	8 s_2' [kJ/(kgK)]
Run 1	1	50	4,469	562,6	22356	6444	0,1024	2,14
Run 2	0,95	50	4,296	565,9	22096	6704	0,1012	2,15
Run 3	0,9	50	4,122	569,6	21814	6986	0,09989	2,161
Run 4	0,85	50	3,949	573,7	21507	7293	0,09849	2,172
Run 5	0,8	50	3,775	578,3	21172	7628	0,09695	2,186
Run 6	0,75	50	3,602	583,6	20804	7996	0,09527	2,2
Run 7	0,7	50	3,429	589,6	20400	8400	0,09342	2,217



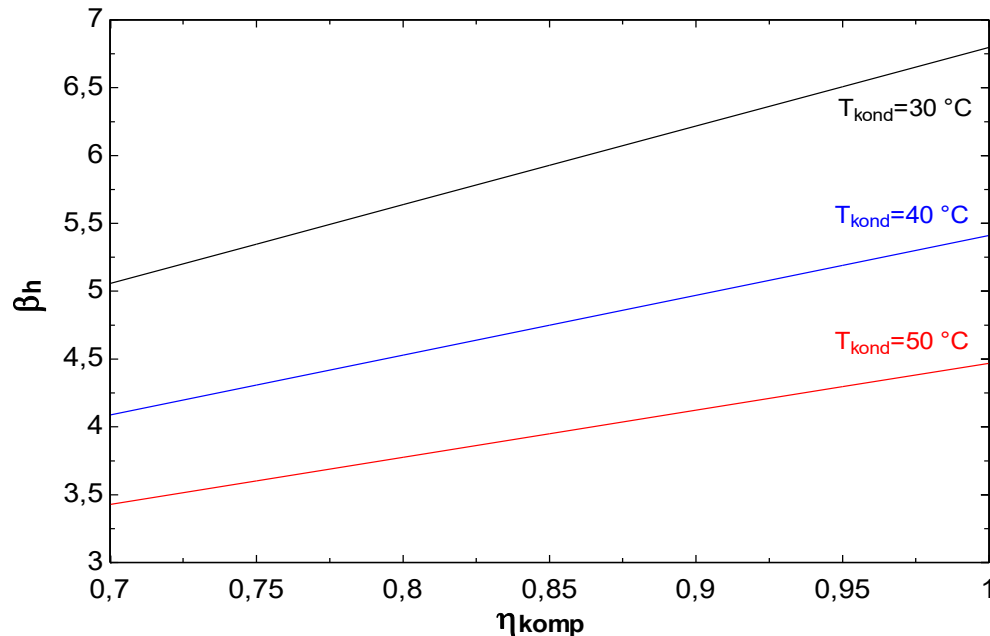
Slika 22. Ovisnost snage kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije, radna tvar R152a

Na slici 22 prikazan je dijagram za radnu tvar R152a na kojem se pokazuje ovisnost snage kompresora ($P_{1,2}$) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije raste potrebna snaga kompresora, a sa rastom stupnja korisnosti kompresora pada potrebna snaga kompresora.



Slika 23. Ovisnost masenog protoka o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije, radna tvar R152a

Na slici 23 prikazan je dijagram za radnu tvar R152a na kojem se pokazuje ovisnost masenog protoka (q_m) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije raste potreban maseni protok, a sa padom stupnja korisnosti kompresora pada potreban maseni protok.



Slika 24. Ovisnost faktora grijanja o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije, radna tvar R152a

Na slici 24 prikazan je dijagram za radnu tvar R152a na kojem se pokazuje ovisnost faktora grijanja (β_H) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije faktor grijanja se smanjuje, a s porastom stupnja korisnosti kompresora faktor grijanja raste.

Iz dobivenih rezultata za radnu tvar R152a može se zaključiti da povećanje temperature kondenzacije nepovoljno utječe na rad sustava jer se povećava potreban maseni protok radne tvari i potrebna snaga kompresora te smanjuje faktor grijanja.

U tablicama 13, 14 i 15 navedeni su rezultati za radnu tvar R717. Temperatura kondenzacije iznosi redom 30 °C, 40 °C te 50 °C a pretpostavljeni stupanj korisnosti kompresora kreće se od 1 do 0,7. U tablici su redom prikazani rezultati za:

- 1) faktor grijanja β_h ,
- 2) entalpiju h_2' ,
- 3) toplinski tok ϕ_{4-1} ,

- 4) snagu $P_{1,2}$ to jest snagu kompresora,
- 5) maseni protok q_m
- 6) entropiju s_2' .

Tablica 13. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=30\text{ }^\circ\text{C}$, radna tvar R717.

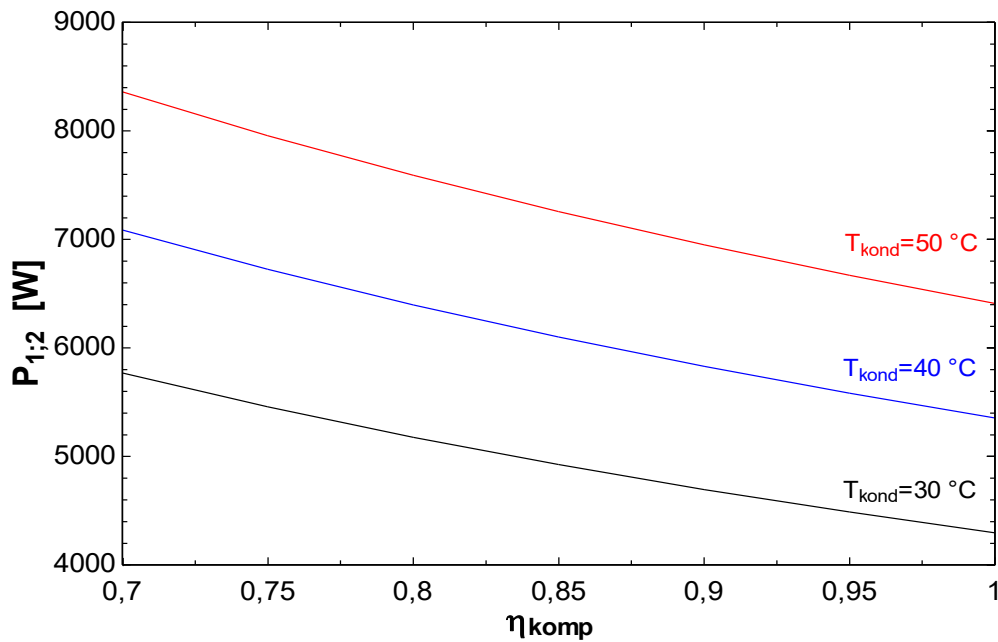
1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 β_h	4 h_2' [kJ/kg]	5 $\phi_{4;1}$ [W]	6 $P_{1;2}$ [W]	7 q_m [kg/s]	8 s_2' [kJ/(kgK)]
Run 1	1	30	6,705	1649	24505	4295	0,02163	5,757
Run 2	0,95	30	6,42	1660	24314	4486	0,02146	5,785
Run 3	0,9	30	6,134	1671	24105	4695	0,02128	5,817
Run 4	0,85	30	5,849	1684	23876	4924	0,02107	5,852
Run 5	0,8	30	5,564	1699	23624	5176	0,02085	5,89
Run 6	0,75	30	5,279	1716	23344	5456	0,0206	5,933
Run 7	0,7	30	4,993	1734	23032	5768	0,02033	5,982

Tablica 14. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=40\text{ }^\circ\text{C}$, radna tvar R717.

1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 β_h	4 h_2' [kJ/kg]	5 $\phi_{4;1}$ [W]	6 $P_{1;2}$ [W]	7 q_m [kg/s]	8 s_2' [kJ/(kgK)]
Run 1	1	40	5,378	1698	23445	5355	0,02162	5,757
Run 2	0,95	40	5,159	1711	23218	5582	0,02141	5,79
Run 3	0,9	40	4,941	1726	22971	5829	0,02118	5,827
Run 4	0,85	40	4,722	1742	22700	6100	0,02093	5,868
Run 5	0,8	40	4,503	1760	22404	6396	0,02066	5,912
Run 6	0,75	40	4,284	1781	22077	6723	0,02036	5,962
Run 7	0,7	40	4,065	1805	21715	7085	0,02002	6,018

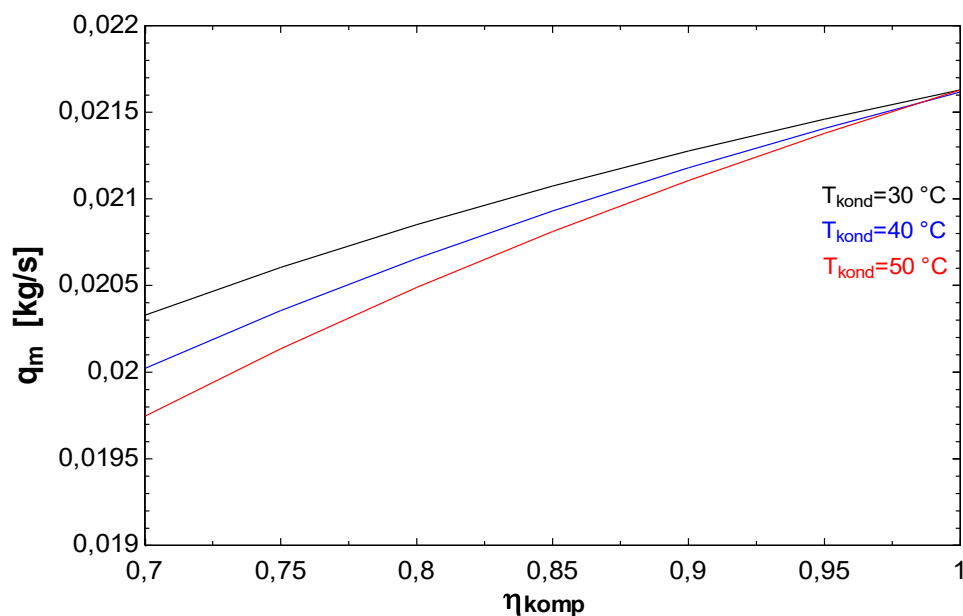
Tablica 15. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^\circ\text{C}$, radna tvar R717.

1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 β_h	4 h_2' [kJ/kg]	5 $\phi_{4;1}$ [W]	6 $P_{1;2}$ [W]	7 q_m [kg/s]	8 s_2' [kJ/(kgK)]
Run 1	1	50	4,493	1747	22390	6410	0,02163	5,757
Run 2	0,95	50	4,318	1763	22131	6669	0,02138	5,795
Run 3	0,9	50	4,144	1780	21850	6950	0,02111	5,836
Run 4	0,85	50	3,969	1799	21544	7256	0,02081	5,881
Run 5	0,8	50	3,794	1821	21210	7590	0,02049	5,932
Run 6	0,75	50	3,62	1846	20844	7956	0,02013	5,988
Run 7	0,7	50	3,445	1874	20440	8360	0,01975	6,05



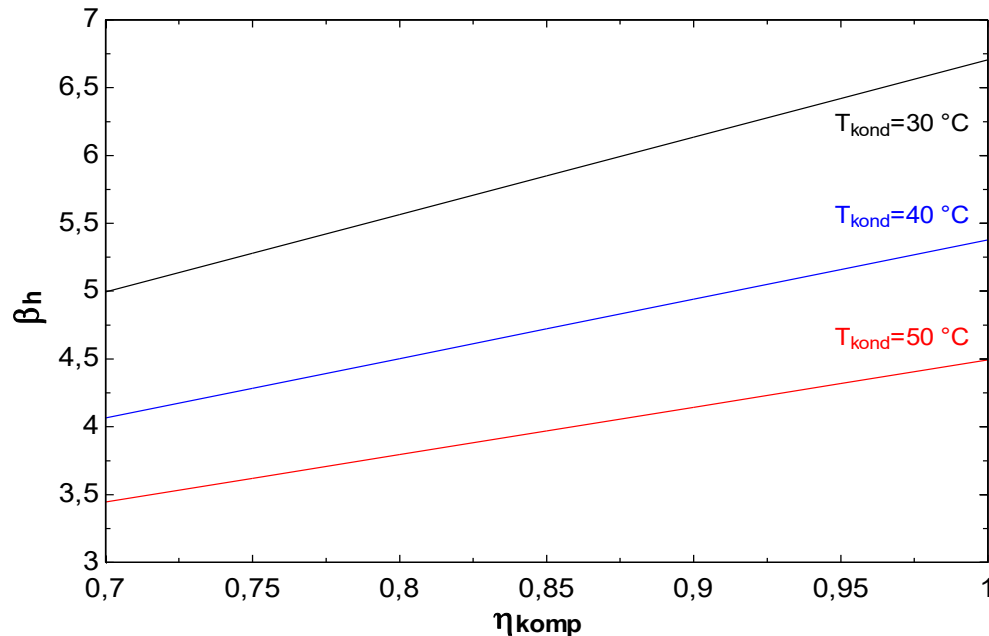
Slika 25. Ovisnost snage kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije, radna tvar R717

Na slici 25 prikazan je dijagram za radnu tvar R717 na kojem se pokazuje ovisnost snage kompresora ($P_{1,2}$) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije raste potrebna snaga kompresora, a sa rastom stupnja korisnosti kompresora pada potrebna snaga kompresora.



Slika 26. Ovisnost masenog protoka o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije, radna tvar R717

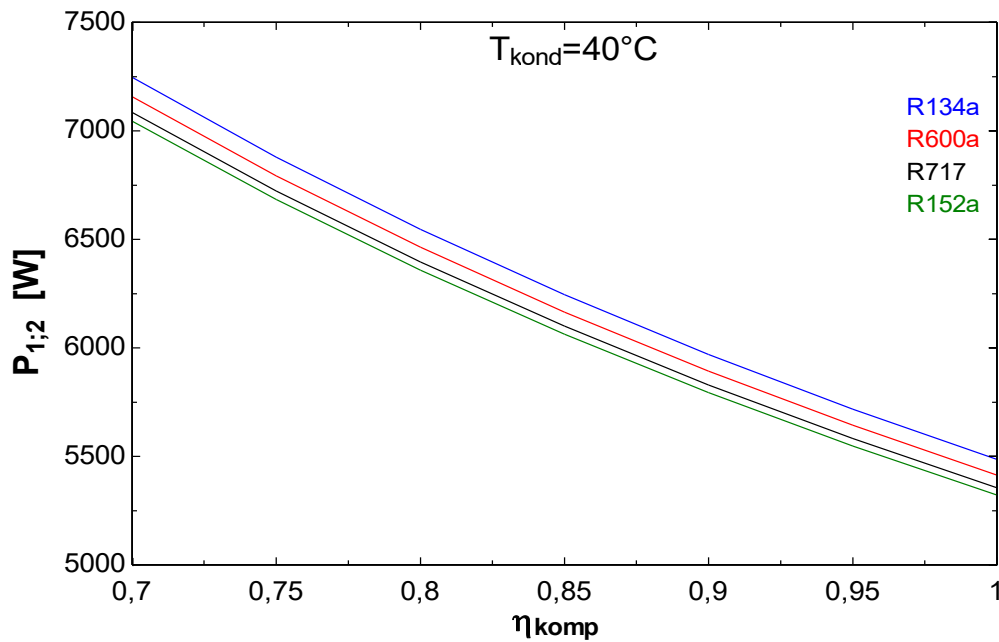
Na slici 26 prikazan je dijagram za radnu tvar R717 na kojem se pokazuje ovisnost masenog protoka (q_m) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije pada potreban maseni protok, a sa padom stupnja korisnosti kompresora pada potreban maseni protok.



Slika 27. Ovisnost faktora grijanja o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije, radna tvar R717

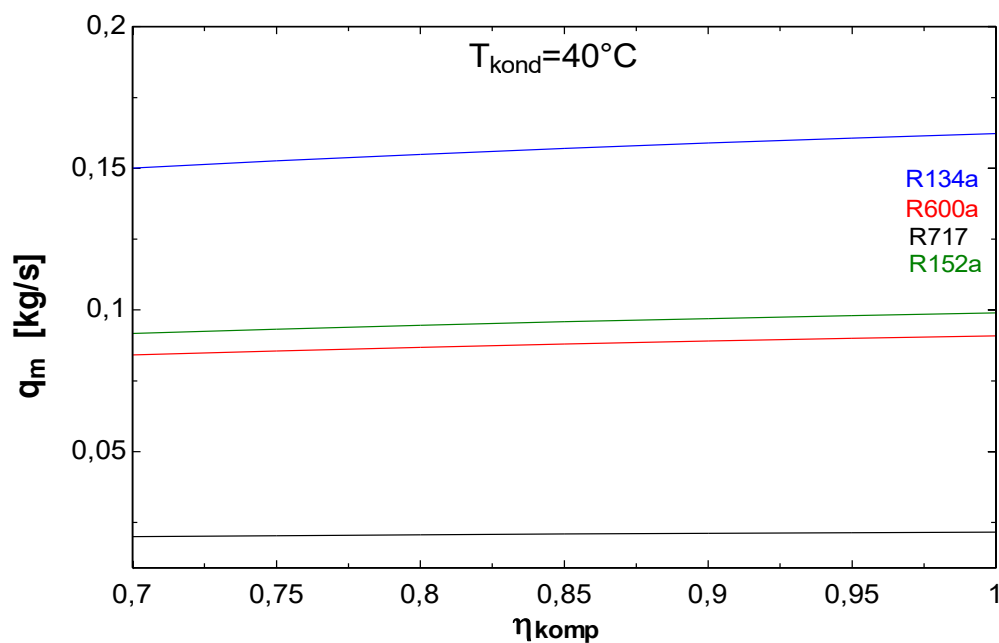
Na slici 27 prikazan je dijagram za radnu tvar R717 na kojem se pokazuje ovisnost faktora grijanja (β_H) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije faktor grijanja se smanjuje, a s porastom stupnja korisnosti kompresora faktor grijanja raste.

Na slijedećim dijagramima prikazana je usporedba promjene snage, masenog protoka i faktora grijanja za četiri odabrane radne tvari. Dijagrami govore o kvaliteti radnih tvari i pomažu odabrati najoptimalniju radnu tvar za sustav dizalice topline i zadane parametre zadatka.



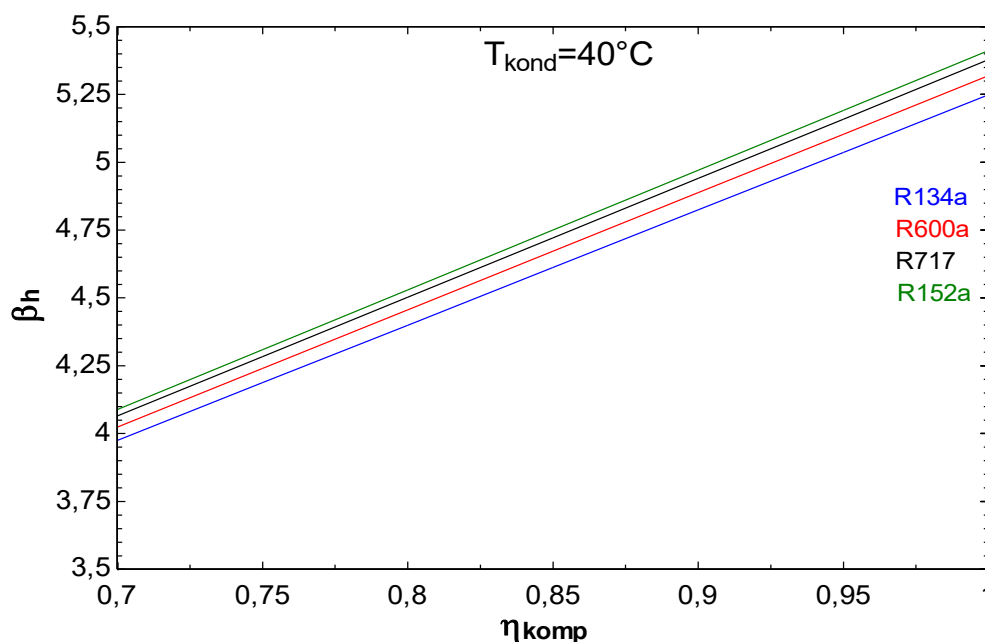
Slika 28. Usporedba krivulje snage za različite radne tvari

Na slici 28 prikazan je dijagram usporedbe snage kompresora za odabrane radne tvari. Iz dobivenog dijagrama može se zaključiti da je za radnu tvar R134a za zadane parametre potrebna najveća snaga kompresora dok je za radnu tvar R152a potrebna najmanja snaga kompresora za zadane uvjete.



Slika 29. Usporedba krivulje masenog protoka za različite radne medije

Na slici 29 prikazan je dijagram usporedbe masenog protoka za odabrane radne tvari. Iz dobivenog dijagrama može se zaključiti da je za radnu tvar R134a za zadane parametre potreban najveći maseni protok dok je za radnu tvar R717 potreban najmanji maseni protok za zadane uvjete.



Slika 30. Usporedba krivulje faktora grijanja za različite radne tvari

Na slici 30 prikazan je dijagram usporedbe faktora grijanja za odabrane radne tvari. Iz dobivenog dijagrama može se zaključiti da je za radnu tvar R134a za zadane parametre faktor grijanja najlošiji dok je za radnu tvar R152a faktor grijanja najbolji za zadane uvjete.

Iz prethodnih dijagrama usporedbe radnih tvari, dolazi se do zaključka da je za radnu tvar R134a potreban najveći utrošak snage kompresora, najveći maseni protok radne tvari i da je faktor grijanja najmanji. Najbolje karakteristike masenog protoka i snage kompresora za zadane parametre ima radna tvar R152a, dok najmanji potreban maseni protok ima amonijak tj. radna tvar R717.

4.2. Eksergijska analiza

Cilj eksergijske analize sustava je odrediti u kojim se komponentama ciklusa producira najveća ireverzibilnost i tako otkriti koje komponente u ciklusu je potrebno poboljšati, a time poboljšati i cijeli sustav. Ireverzibilnost sustava predstavlja njegovu nepovrativost i govori o destrukciji energije u ciklusu. Što je vrijednost ireverzibilnost manja, sustav je bliži idealnom ciklusu.

4.2.1. Ireverzibilnost komponenti

Ireverzibilnost pojedinih komponenti izračunata je pomoću navedenih formula za slučaj kada je zadana temperatura kondenzacije u iznosu od $\vartheta_{\text{kond}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, te stupanj korisnosti kompresora $\eta_{\text{komp}} = 1$

Veličina ireverzibilnosti kompresora izračunata je navedenim izrazom,

$$I_{\text{komp}} = q_m \cdot T_{\text{okoliš}} \cdot (s_2 - s_1) = 0,1548 \cdot 268,15 \cdot (0,9377 - 0,9377) \cdot 10^3 = 0 \text{ W} .$$

Pošto je u ovom slučaju stupanj iskoristivosti idealan tj. jednak jedan, u kompresoru nema gubitaka i njegova ireverzibilnost je jednaka nuli. Za slučaj kada je $\eta_{\text{komp}} < 1$ u formuli se umjesto s_2 koristi s_2' pa slijedi:

$$I_{\text{komp}} = q_m \cdot T_{\text{okoliš}} \cdot (s_2' - s_1) = 0,1548 \cdot 268,15 \cdot (0,9424 - 0,9377) \cdot 10^3 = 195,6 \text{ W}$$

Veličina ireverzibilnosti u kondenzatoru izračunava se pomoću navedenog izraza,

$$I_{\text{kond}} = q_m \cdot T_{\text{okoliš}} \cdot (s_3 - s_2) + \frac{T_{\text{okoliš}} \cdot \phi_{23}}{T_{\text{prostorije}}}$$

$$= 0,1548 \cdot 268,15 \cdot (0,3243 - 0,9377) \cdot 10^3 + \frac{268,15 \cdot 28,8}{293,15} \cdot 10^3 = 881,6 \text{ W} .$$

Veličina ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila izračunava se pomoću navedenog izraza,

$$I_{\text{eksp.vent.}} = q_m \cdot T_{\text{okoliš}} \cdot (s_4 - s_3) = 0,1548 \cdot 268,15 \cdot (0,3369 - 0,3243) \cdot 10^3 = 521 \text{ W} .$$

Veličina ireverzibilnost isparivača izračunava se pomoću navedenog izraza

$$I_{\text{isp}} = q_m \cdot T_{\text{okoliš}} \cdot (s_1 - s_4) - (\phi_{23} - P_{12})$$

$$= 0,1548 \cdot 268,15 \cdot (0,9377 - 0,3369) \cdot 10^3 - (28,8 - 4,322) \cdot 10^3 = 463,5 \text{ W} .$$

Cjelokupni rezultati za različite radne medije prikazani su u slijedećim tablicama i dijagramima, a izračunati pomoću programa EES.

U tablicama 16, 17 i 18 navedeni su rezultati za radnu tvar R134a. Temperatura kondenzacije iznosi redom $30 \text{ }^\circ\text{C}$, $40 \text{ }^\circ\text{C}$ te $50 \text{ }^\circ\text{C}$ a pretpostavljeni stupanj korisnosti kompresora kreće se od 1 do 0,7. U tablici su redom prikazani rezultati za:

- 1) veličinu ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila ($I_{\text{eksp.vent.}}$),
- 2) veličinu ireverzibilnosti isparivača (I_{isp}),
- 3) maseni protok (q_m),

- 4) veličinu ireverzibilnosti kondenzatora (I_{kond}),
- 5) veličinu ireverzibilnosti kompresora (I_{komp}).

Tablica 16. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R134a.

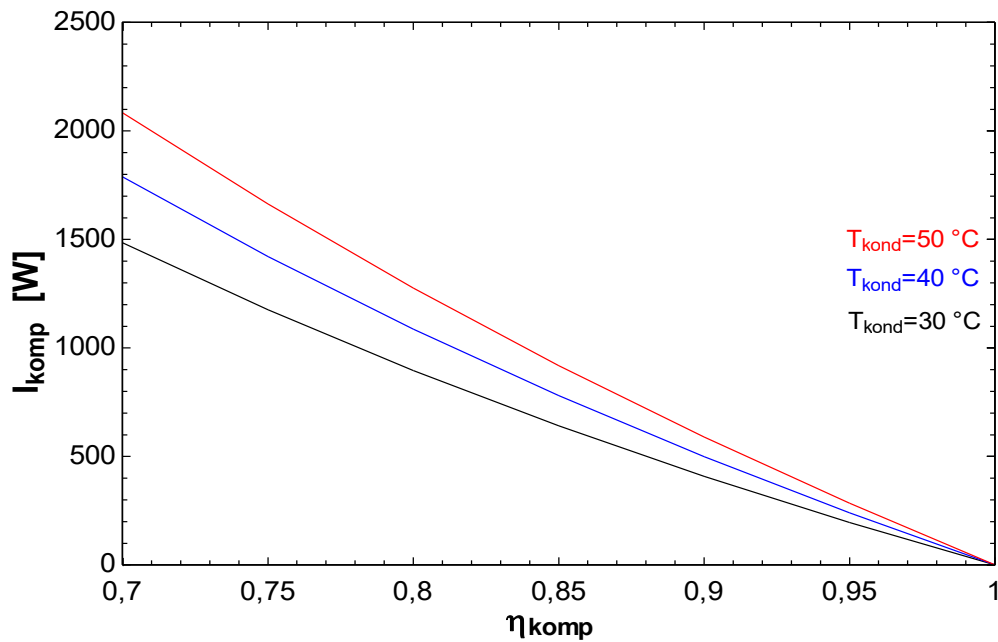
1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 $I_{\text{eksp.vent}}$ [W]	4 I_{isp} [W]	5 q_m [kg/s]	6 I_{kond} [W]	7 I_{komp} [W]
Run 1	1	30	521	463,5	0,1548	881,6	0
Run 2	0,95	30	516,9	459,8	0,1536	885,5	195,6
Run 3	0,9	30	512,4	455,9	0,1523	890,8	408,4
Run 4	0,85	30	507,5	451,5	0,1508	897,9	640,6
Run 5	0,8	30	502,1	446,7	0,1492	907,3	895
Run 6	0,75	30	496,1	441,4	0,1474	919,7	1175
Run 7	0,7	30	489,5	435,4	0,1455	936	1484

Tablica 17. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R134a.

1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 $I_{\text{eksp.vent}}$ [W]	4 I_{isp} [W]	5 q_m [kg/s]	6 I_{kond} [W]	7 I_{komp} [W]
Run 1	1	40	903,5	441,4	0,1623	1685	0
Run 2	0,95	40	894,5	437	0,1607	1691	239,4
Run 3	0,9	40	884,8	432,3	0,1589	1698	498,4
Run 4	0,85	40	874,1	427,1	0,157	1708	779,6
Run 5	0,8	40	862,4	421,3	0,1549	1720	1086
Run 6	0,75	40	849,6	415,1	0,1526	1737	1421
Run 7	0,7	40	835,3	408,1	0,15	1759	1788

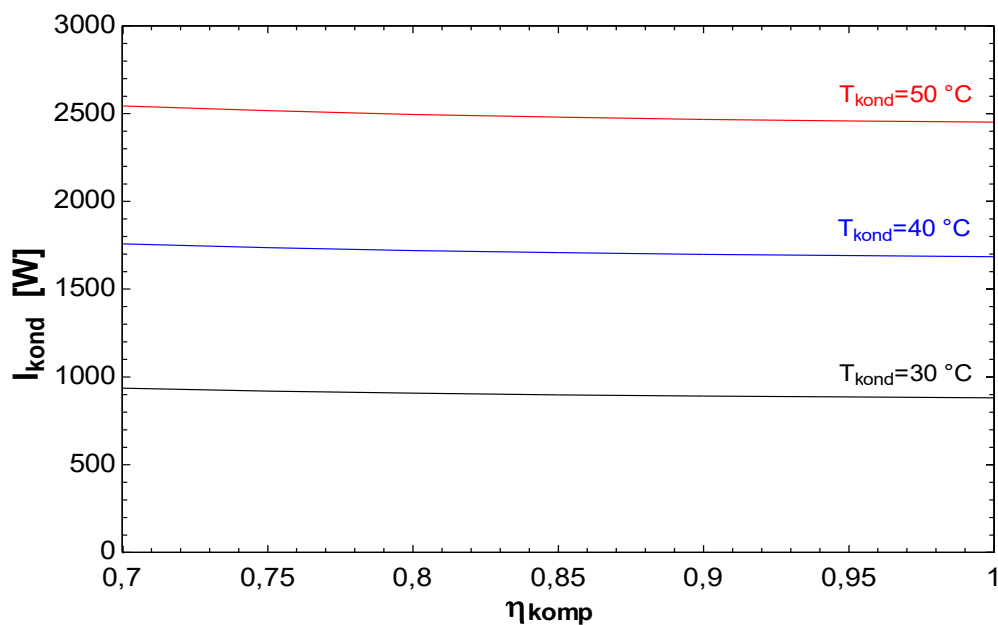
Tablica 18. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R134a.

1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [C]	3 $I_{\text{eksp.vent}}$ [W]	4 I_{isp} [W]	5 q_m [kg/s]	6 I_{kond} [W]	7 I_{komp} [W]
Run 1	1	50	1408	417,8	0,1714	2451	0
Run 2	0,95	50	1391	412,7	0,1693	2458	283,5
Run 3	0,9	50	1372	407,2	0,167	2468	588,8
Run 4	0,85	50	1352	401,2	0,1646	2480	918,4
Run 5	0,8	50	1330	394,7	0,1619	2496	1275
Run 6	0,75	50	1306	387,6	0,159	2516	1662
Run 7	0,7	50	1280	379,7	0,1558	2543	2084



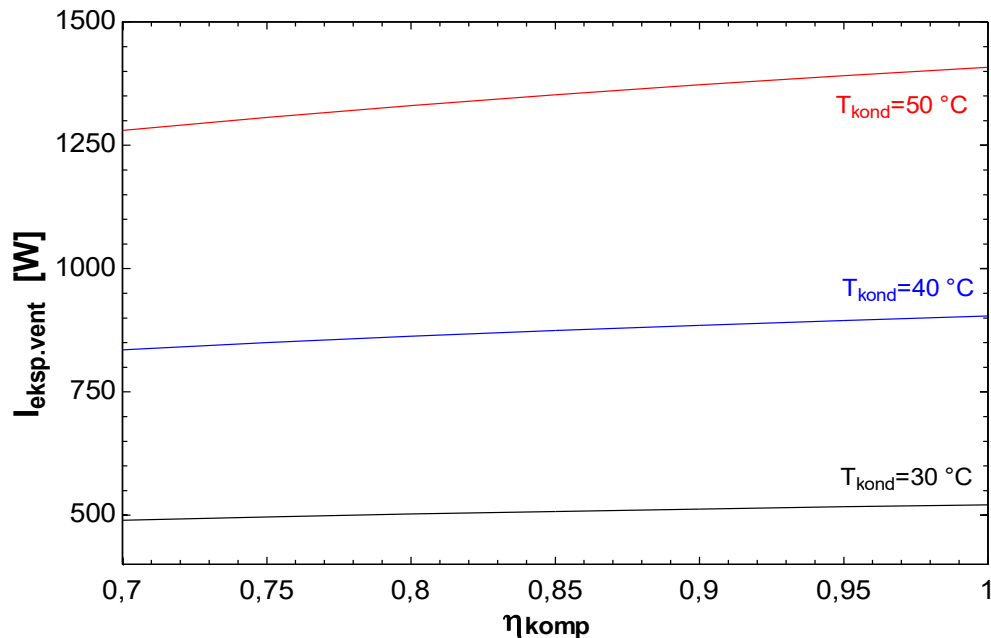
Slika 31. Ovisnost ireverzibilnosti kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R134a.

Na slici 31 prikazan je dijagram za radnu tvar R134a na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti kompresora (I_{komp}) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost kompresora raste, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost kompresora pada.



Slika 32. Ovisnost ireverzibilnosti kondenzatora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar

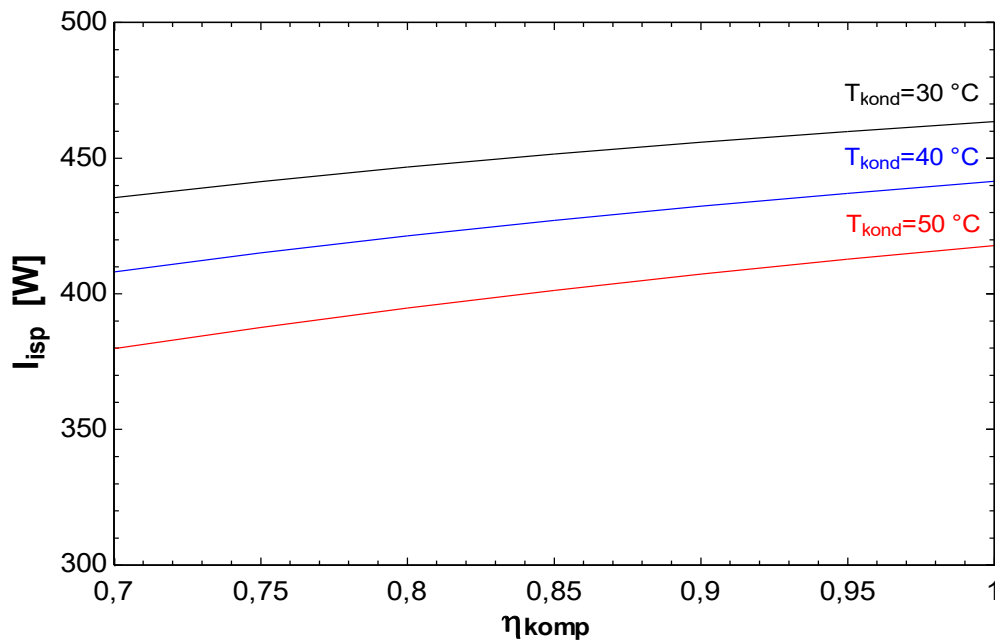
Na slici 32 prikazan je dijagram za radnu tvar R134a na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti kondenzatora (I_{kond}) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost kondenzatora raste, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost kondenzatora nezamjetno pada.



Slika 33. Ovisnost ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R134a.

Na slici 33 prikazan je dijagram za radnu tvar R134a na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila ($I_{\text{eksp.vent}}$) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost ekspanzijskog ventila raste, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost ekspanzijskog ventila raste.

Na slici 34 prikazan je dijagram za radnu tvar R134a na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti isparivača (I_{isp}) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost isparivača pada, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost isparivača raste.



Slika 34. Ovisnost ireverzibilnosti isparivača o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R134a.

U tablicama 19, 20 i 21 navedeni su rezultati za radnu tvar R600a. Temperatura kondenzacije iznosi redom 30 °C, 40 °C te 50 °C a pretpostavljeni stupanj korisnosti kompresora kreće se od 1 do 0,7. U tablici su redom prikazani rezultati za:

- 1) veličinu ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila ($I_{eksp.vent}$),
- 2) veličinu ireverzibilnosti isparivača (I_{isp}),
- 3) maseni protok (q_m),
- 4) veličinu ireverzibilnosti kondenzatora (I_{kond}),
- 5) veličinu ireverzibilnosti kompresora (I_{komp}).

Tablica 19. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{kond}=30\text{ °C}$, radna tvar R600a.

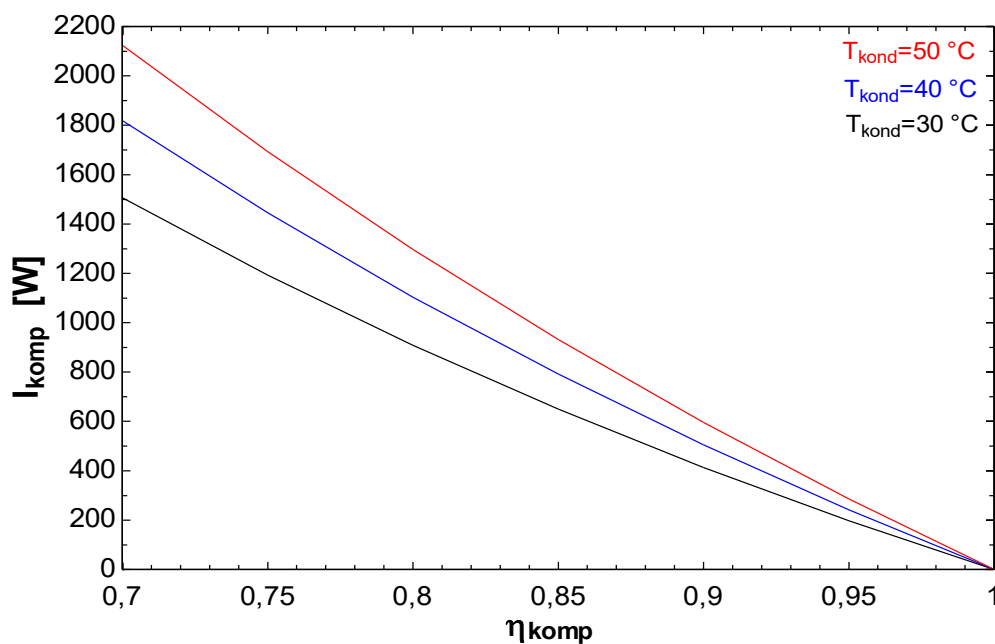
1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [°C]	3 $I_{eksp.vent}$ [W]	4 I_{isp} [W]	5 q_m [kg/s]	6 I_{kond} [W]	7 I_{komp} [W]
Run 1	1	30	486,6	465,6	0,0869	868,4	-0,0
Run 2	0,95	30	482,8	462	0,08623	868,4	197,6
Run 3	0,9	30	478,7	458,1	0,08549	868,5	413,4
Run 4	0,85	30	474,2	453,7	0,08468	869,7	649,3
Run 5	0,8	30	469,2	449	0,08379	872,6	907,7
Run 6	0,75	30	463,6	443,7	0,0828	877,8	1192,2
Run 7	0,7	30	457,5	437,8	0,0817	886,1	1506,6

Tablica 20. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R600a.

1..7	1 η_{komp}	2 $T_{\text{kond}}\text{ [}^{\circ}\text{C]}$	3 $I_{\text{eksp.vent}}\text{ [W]}$	4 $I_{\text{isp}}\text{ [W]}$	5 $q_m\text{ [kg/s]}$	6 $I_{\text{kond}}\text{ [W]}$	7 $I_{\text{komp}}\text{ [W]}$
Run 1	1	40	829,9	444	0,09089	1684	0,0
Run 2	0,95	40	821,8	439,7	0,09	1684	241,6
Run 3	0,9	40	812,9	435	0,08903	1684	504,6
Run 4	0,85	40	803,3	429,8	0,08797	1684	791,2
Run 5	0,8	40	792,7	424,1	0,08681	1687	1103,4
Run 6	0,75	40	781	417,9	0,08553	1693	1444,7
Run 7	0,7	40	768	410,9	0,08411	1703	1819,2

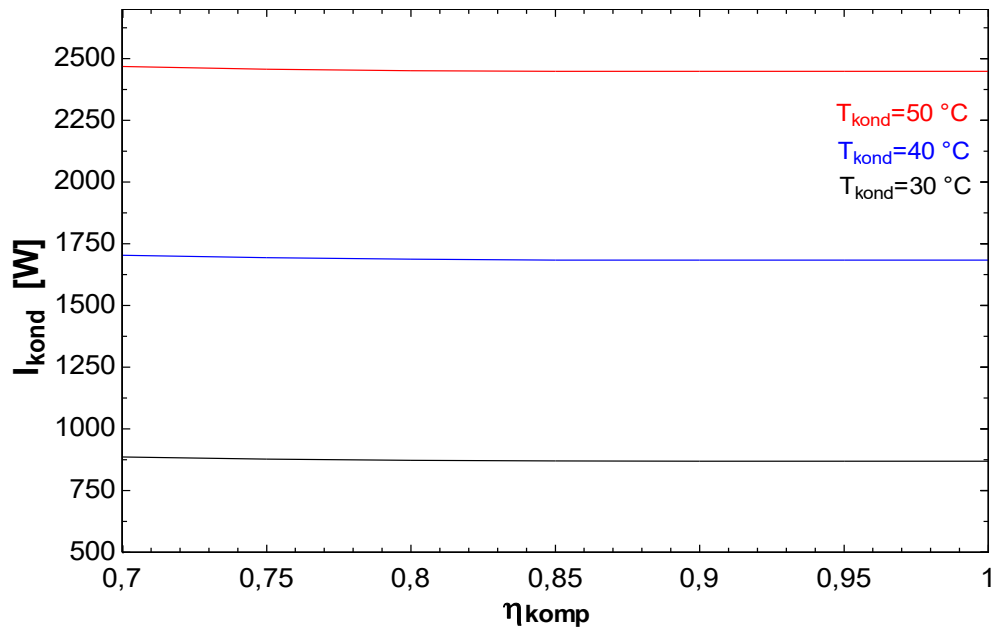
Tablica 21. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R600a.

1..7	1 η_{komp}	2 $T_{\text{kond}}\text{ [}^{\circ}\text{C]}$	3 $I_{\text{eksp.vent}}\text{ [W]}$	4 $I_{\text{isp}}\text{ [W]}$	5 $q_m\text{ [kg/s]}$	6 $I_{\text{kond}}\text{ [W]}$	7 $I_{\text{komp}}\text{ [W]}$
Run 1	1	50	1294	421,1	0,09571	2449	0,0
Run 2	0,95	50	1278	416,1	0,09457	2449	285,7
Run 3	0,9	50	1262	410,7	0,09333	2449	595,2
Run 4	0,85	50	1243	404,7	0,09198	2449	931,5
Run 5	0,8	50	1223	398,3	0,09051	2452	1296,3
Run 6	0,75	50	1202	391,2	0,0889	2457	1692,3
Run 7	0,7	50	1178	383,4	0,08713	2468	2123,8



Slika 35. Ovisnost ireverzibilnosti kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

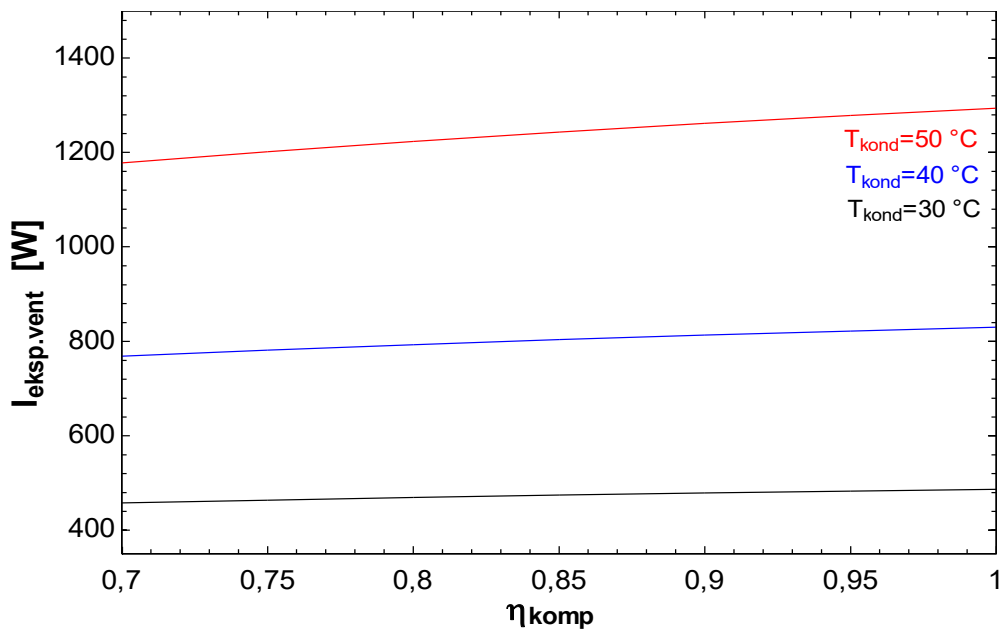
Na slici 35 prikazan je dijagram za radnu tvar R600a na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti kompresora (I_{komp}) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost kompresora raste, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost kompresora pada.



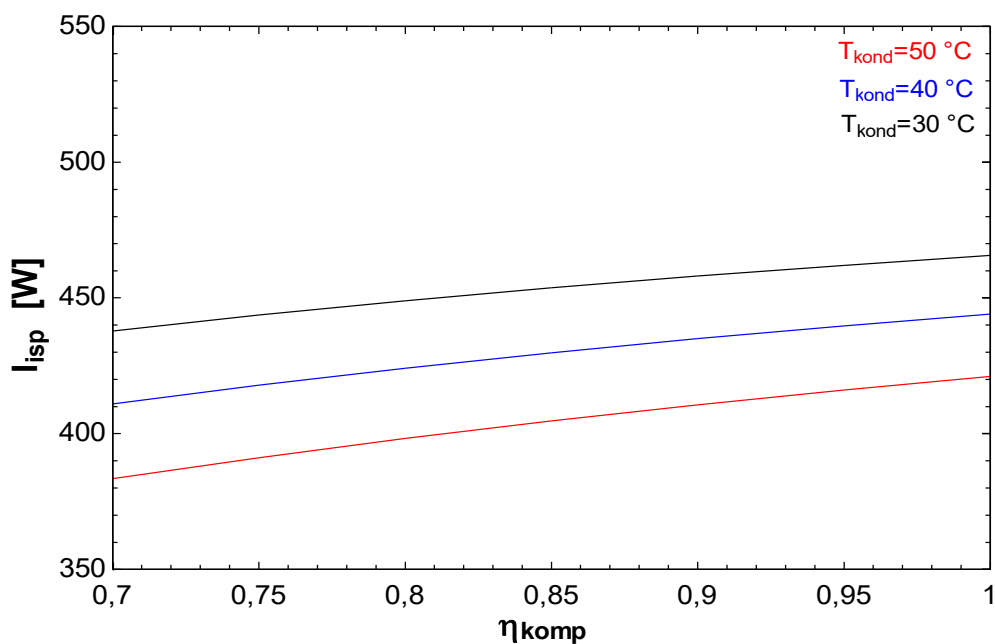
Slika 36. Ovisnost ireverzibilnosti kondenzatora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

Na slici 36 prikazan je dijagram za radnu tvar R600a na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti kondenzatora (I_{kond}) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost kondenzatora raste, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost kondenzatora nezamjetno pada.

Na slici 37 prikazan je dijagram za radnu tvar R600a na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila ($I_{eksp.vent}$) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost ekspanzijskog ventila raste, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost ekspanzijskog ventila raste.



Slika 37. Ovisnost ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.



Slika 38. Ovisnost ireverzibilnosti isparivača o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

Na slici 38 prikazan je dijagram za radnu tvar R600a na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti isparivača (I_{isp}) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost isparivača pada, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost isparivača raste.

U tablicama 22, 23 i 24 navedeni su rezultati za radnu tvar R152a. Temperatura kondenzacije iznosi redom 30 °C, 40 °C te 50 °C a pretpostavljeni stupanj korisnosti kompresora kreće se od 1 do 0,7. U tablici su redom prikazani rezultati za:

- 1) veličinu ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila ($I_{\text{eksp.vent}}$),
- 2) veličinu ireverzibilnosti isparivača (I_{isp}),
- 3) maseni protok (q_m),
- 4) veličinu ireverzibilnosti kondenzatora (I_{kond}),
- 5) veličinu ireverzibilnosti kompresora (I_{komp}).

Tablica 22. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=30$ °C, radna tvar R152a.

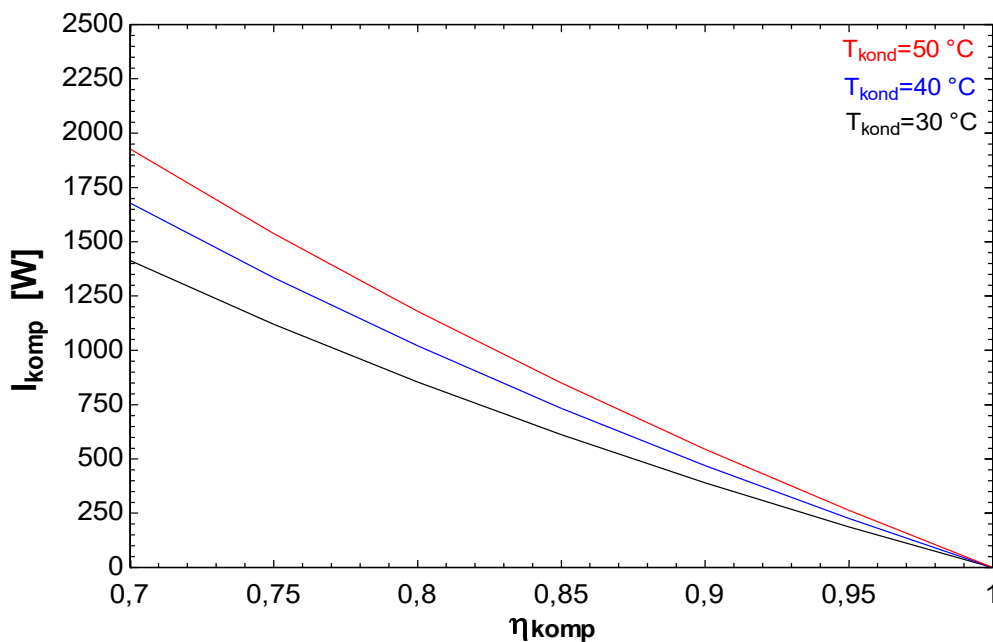
1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [°C]	3 $I_{\text{eksp.vent}}$ [W]	4 I_{isp} [W]	5 q_m [kg/s]	6 I_{kond} [W]	7 I_{komp} [W]
Run 1	1	30	409,2	466,2	0,09607	905,8	-0,0
Run 2	0,95	30	406,1	462,6	0,09534	914,5	186,8
Run 3	0,9	30	402,6	458,7	0,09453	925,2	389,8
Run 4	0,85	30	398,9	454,4	0,09364	938,5	611,1
Run 5	0,8	30	394,7	449,6	0,09266	954,9	853,4
Run 6	0,75	30	390,1	444,4	0,09158	975,5	1119,6
Run 7	0,7	30	384,9	438,5	0,09037	1001	1413,4

Tablica 23. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=40$ °C, radna tvar R152a.

1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [°C]	3 $I_{\text{eksp.vent}}$ [W]	4 I_{isp} [W]	5 q_m [kg/s]	6 I_{kond} [W]	7 I_{komp} [W]
Run 1	1	40	685,3	445,6	0,09894	1735	-0,0
Run 2	0,95	40	678,7	441,3	0,09799	1746	225,3
Run 3	0,9	40	671,5	436,6	0,09695	1761	469,0
Run 4	0,85	40	663,7	431,5	0,09582	1778	733,2
Run 5	0,8	40	655,1	425,9	0,09457	1800	1020,8
Run 6	0,75	40	645,6	419,8	0,0932	1828	1334,7
Run 7	0,7	40	635	412,9	0,09168	1862	1678,6

Tablica 24. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R152a.

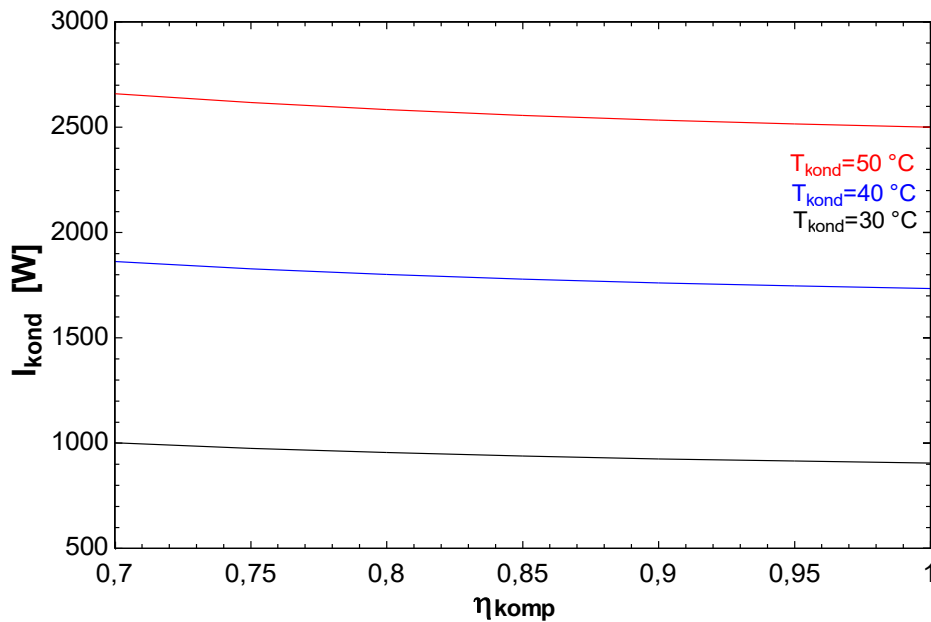
1..7	1 η_{komp}	2 T_{kond} [°C]	3 $I_{\text{eksp.vent}}$ [W]	4 I_{isp} [W]	5 q_m [kg/s]	6 I_{kond} [W]	7 I_{komp} [W]
Run 1	1	50	1063	424,3	0,1024	2500	-0,0
Run 2	0,95	50	1051	419,4	0,1012	2515	262,6
Run 3	0,9	50	1038	414	0,09989	2533	545,2
Run 4	0,85	50	1023	408,2	0,09849	2556	850,2
Run 5	0,8	50	1007	401,8	0,09695	2583	1180,1
Run 6	0,75	50	989,5	394,9	0,09527	2617	1537,9
Run 7	0,7	50	970,3	387,2	0,09342	2659	1927,2



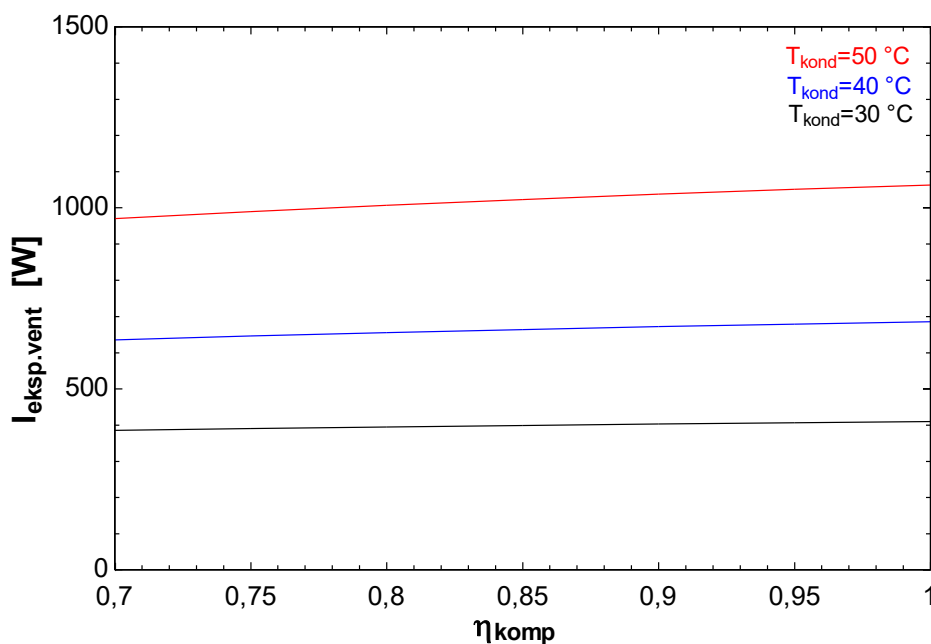
Slika 39. Ovisnost ireverzibilnosti kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R152a.

Na slici 39 prikazan je dijagram za radnu tvar R152a na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti kompresora (I_{komp}) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost kompresora raste, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost kompresora pada.

Na slici 40 prikazan je dijagram za radnu tvar R152a na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti kondenzatora (I_{kond}) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost kondenzatora raste, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost kondenzatora nezamjetno pada.

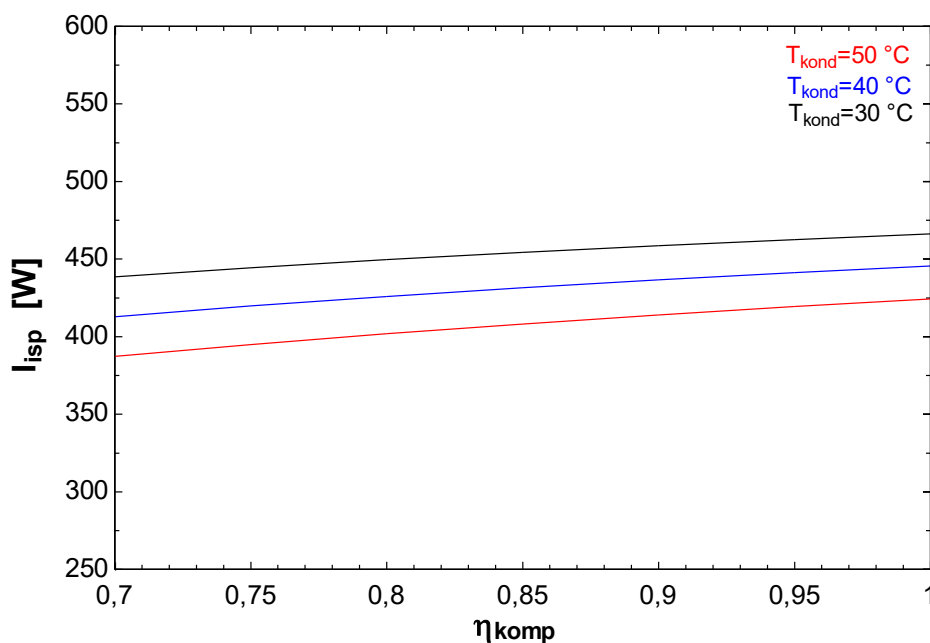


Slika 40. Ovisnost ireverzibilnosti kondenzatora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R152a.



Slika 41. Ovisnost ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R152a.

Na slici 41 prikazan je dijagram za radnu tvar R600a na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila ($I_{eksp.vent}$) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost ekspanzijskog ventila raste, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost ekspanzijskog ventila raste.



Slika 42. Ovisnost ireverzibilnosti isparivača o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R152a.

Na slici 42 prikazan je dijagram za radnu tvar R152a na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti isparivača (I_{isp}) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost isparivača pada, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost isparivača raste.

U tablicama 25, 26 i 27 navedeni su rezultati za radnu tvar R717. Temperatura kondenzacije iznosi redom 30 °C, 40 °C te 50 °C a pretpostavljeni stupanj korisnosti kompresora kreće se od 1 do 0,7. U tablici su redom prikazani rezultati za:

- 1) veličinu ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila ($I_{eksp.venti}$),
- 2) veličinu ireverzibilnosti isparivača (I_{isp}),
- 3) maseni protok (q_m),
- 4) veličinu ireverzibilnosti kondenzatora (I_{kond}),
- 5) veličinu ireverzibilnosti kompresora (I_{komp}).

Tablica 25. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R717.

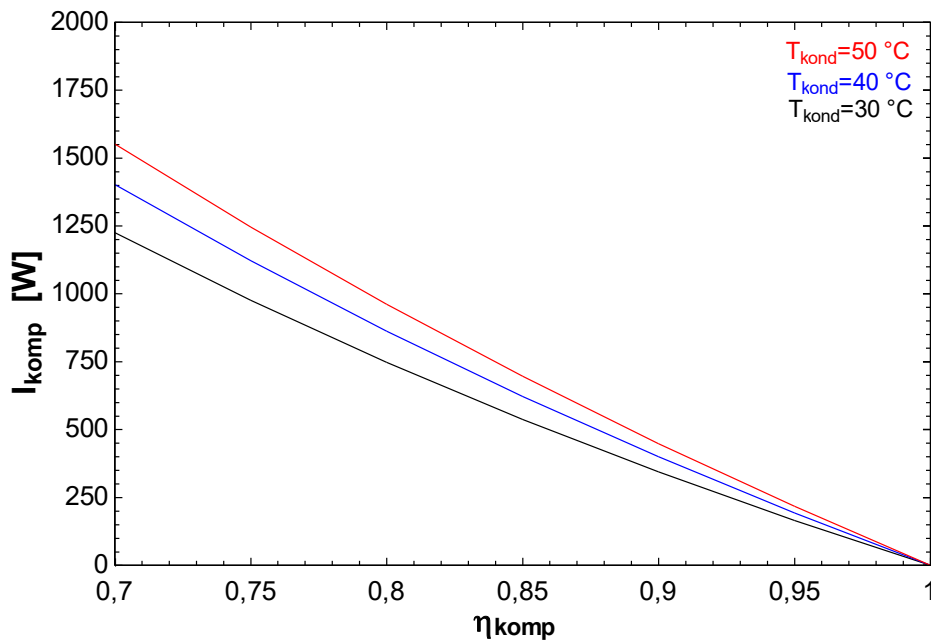
1..7	1 η_{komp}	2 $T_{\text{kond}}\text{ [}^{\circ}\text{C]}$	3 $I_{\text{eksp.vent}}\text{ [W]}$	4 $I_{\text{isp}}\text{ [W]}$	5 $q_m\text{ [kg/s]}$	6 $I_{\text{kond}}\text{ [W]}$	7 $I_{\text{komp}}\text{ [W]}$
Run 1	1	30	245,7	465	0,02163	1129	-0,0
Run 2	0,95	30	243,8	461,4	0,02146	1160	165,3
Run 3	0,9	30	241,7	457,4	0,02128	1196	343,9
Run 4	0,85	30	239,4	453,1	0,02107	1238	537,2
Run 5	0,8	30	236,8	448,3	0,02085	1288	747,2
Run 6	0,75	30	234	443	0,0206	1347	976,0
Run 7	0,7	30	230,9	437,1	0,02033	1418	1226,1

Tablica 26. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R717.

1..7	1 η_{komp}	2 $T_{\text{kond}}\text{ [}^{\circ}\text{C]}$	3 $I_{\text{eksp.vent}}\text{ [W]}$	4 $I_{\text{isp}}\text{ [W]}$	5 $q_m\text{ [kg/s]}$	6 $I_{\text{kond}}\text{ [W]}$	7 $I_{\text{komp}}\text{ [W]}$
Run 1	1	40	397,3	444,9	0,02162	2056	-0,0
Run 2	0,95	40	393,5	440,6	0,02141	2099	192,7
Run 3	0,9	40	389,3	435,9	0,02118	2148	399,6
Run 4	0,85	40	384,7	430,8	0,02093	2206	622,3
Run 5	0,8	40	379,7	425,1	0,02066	2273	862,4
Run 6	0,75	40	374,1	418,9	0,02036	2352	1121,9
Run 7	0,7	40	368	412,1	0,02002	2446	1403,1

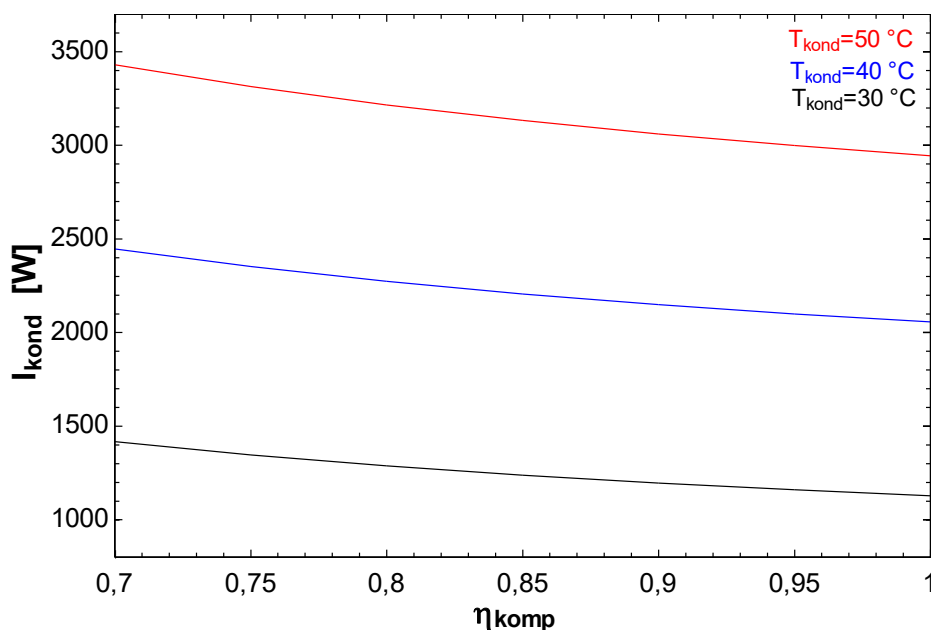
Tablica 27. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R717.

1..7	1 η_{komp}	2 $T_{\text{kond}}\text{ [}^{\circ}\text{C]}$	3 $I_{\text{eksp.vent}}\text{ [W]}$	4 $I_{\text{isp}}\text{ [W]}$	5 $q_m\text{ [kg/s]}$	6 $I_{\text{kond}}\text{ [W]}$	7 $I_{\text{komp}}\text{ [W]}$
Run 1	1	50	585	424,9	0,02163	2944	-0,0
Run 2	0,95	50	578,3	420	0,02138	2998	216,8
Run 3	0,9	50	570,9	414,6	0,02111	3060	448,3
Run 4	0,85	50	562,9	408,8	0,02081	3132	695,9
Run 5	0,8	50	554,2	402,5	0,02049	3216	961,2
Run 6	0,75	50	544,6	395,5	0,02013	3314	1245,9
Run 7	0,7	50	534,1	387,9	0,01975	3430	1551,8



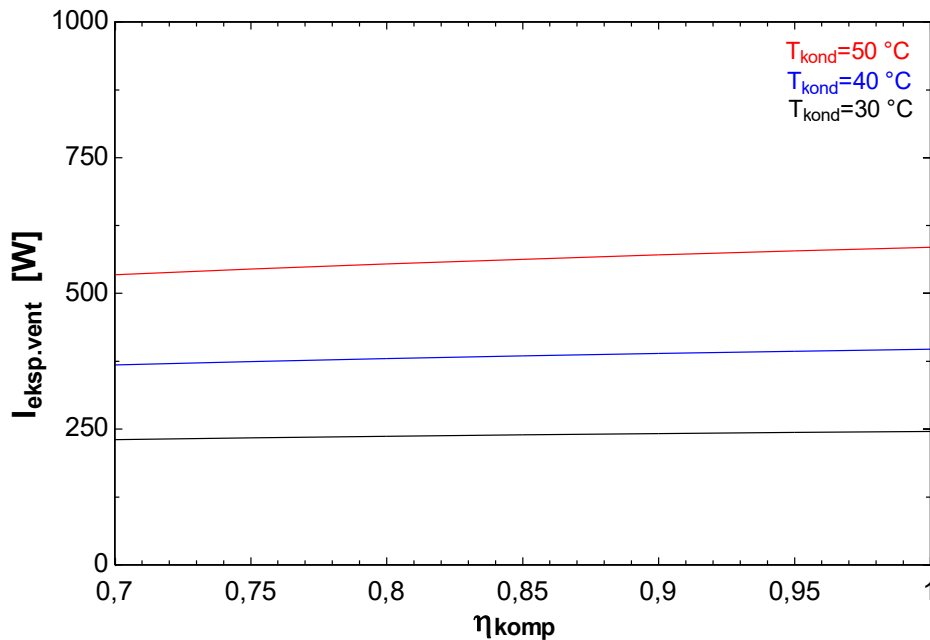
Slika 43. Ovisnost ireverzibilnosti kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R717.

Na slici 43 prikazan je dijagram za radnu tvar R717 na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti kompresora (I_{komp}) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost kompresora raste, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost kompresora pada.



Slika 44. Ovisnost ireverzibilnosti kondenzatora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R717.

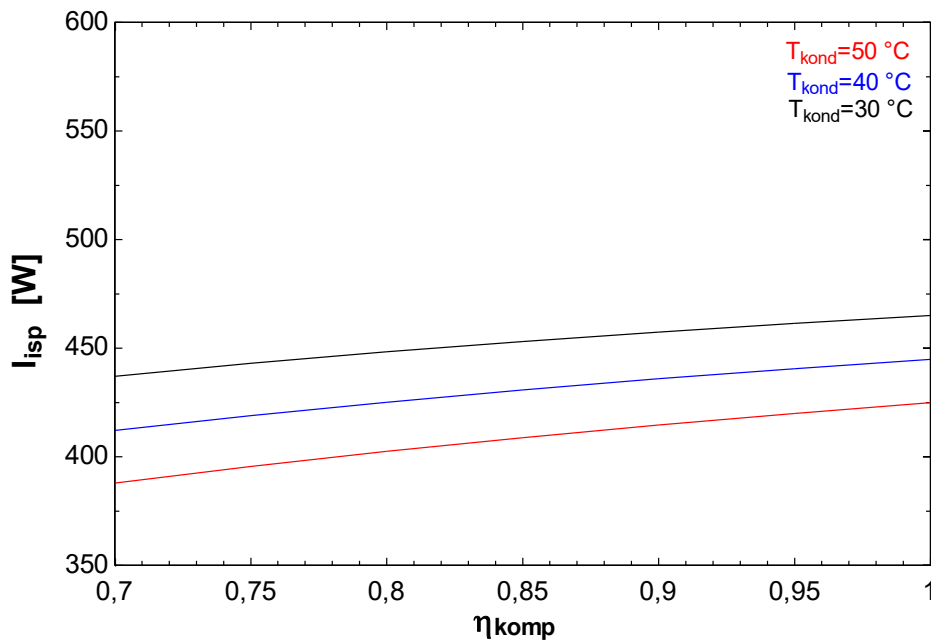
Na slici 44 prikazan je dijagram za radnu tvar R717 na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti kondenzatora (I_{kond}) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost kondenzatora raste, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost kondenzatora pada.



Slika 45. Ovisnost ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R717.

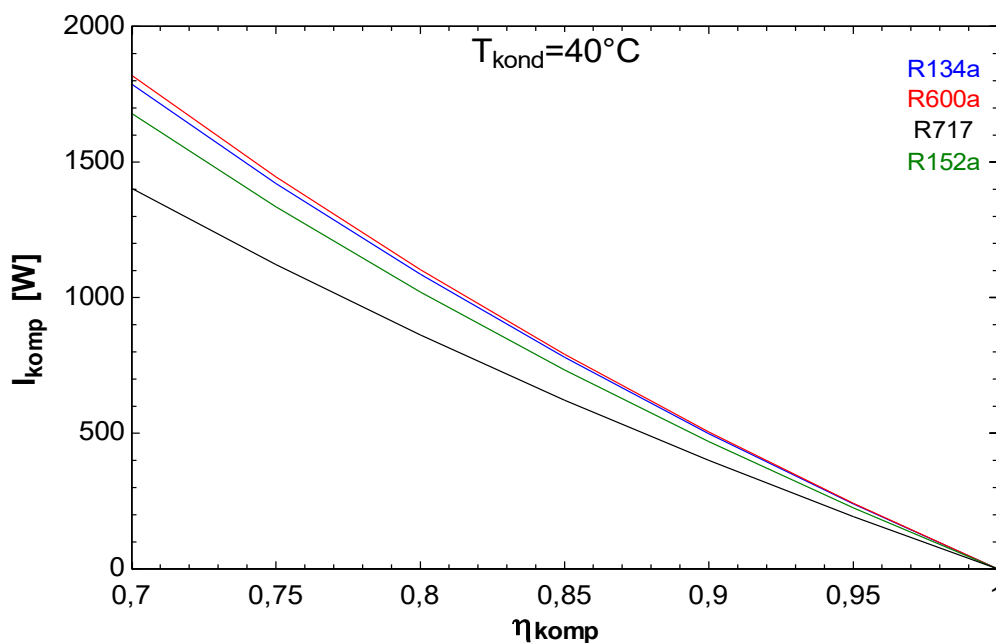
Na slici 45 prikazan je dijagram za radnu tvar R717 na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila ($I_{\text{eksp.vent}}$) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost ekspanzijskog ventila raste, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost ekspanzijskog ventila raste.

Na slici 46 prikazan je dijagram za radnu tvar R717 na kojem se pokazuje ovisnost veličine ireverzibilnosti isparivača (I_{isp}) o temperaturi kondenzacije (T_{kond}) i stupnju korisnosti kompresora (η_{komp}). S povećanjem temperature kondenzacije ireverzibilnost isparivača pada, a s porastom stupnja korisnosti kompresora ireverzibilnost isparivača raste.



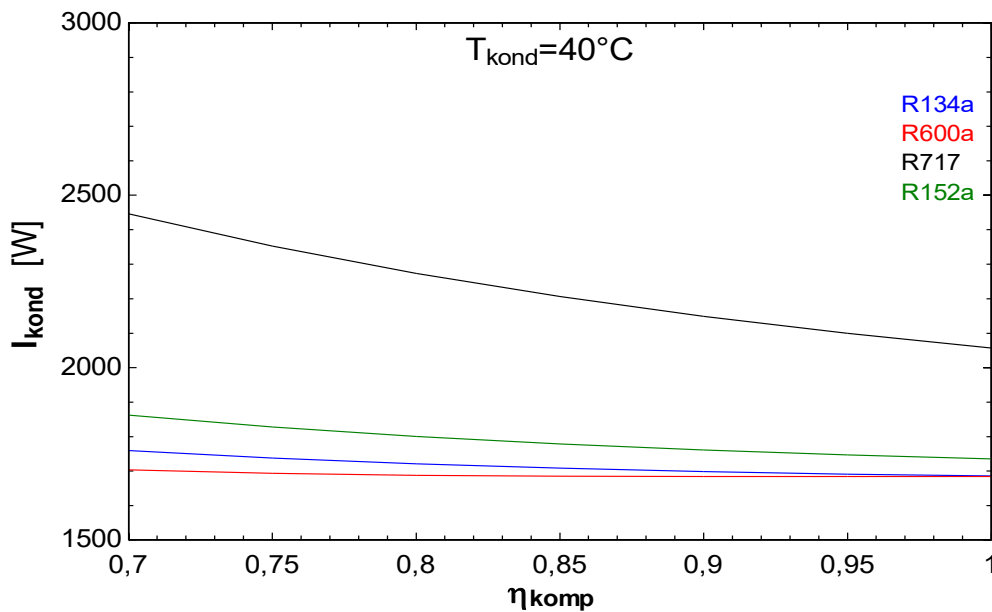
Slika 46. Ovisnost ireverzibilnosti isparivača o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R717.

Na slijedećim dijagramima prikazana je usporedba promjene ireverzibilnosti kompresora, kondenzatora, isparivača i ekspanzijskog ventila za četiri odabrane radne tvari. Dijagrami govore o kvaliteti radnih tvari i pomažu odabrati najoptimalniju radnu tvar za sustav dizalice topline i zadane parametre zadatka.



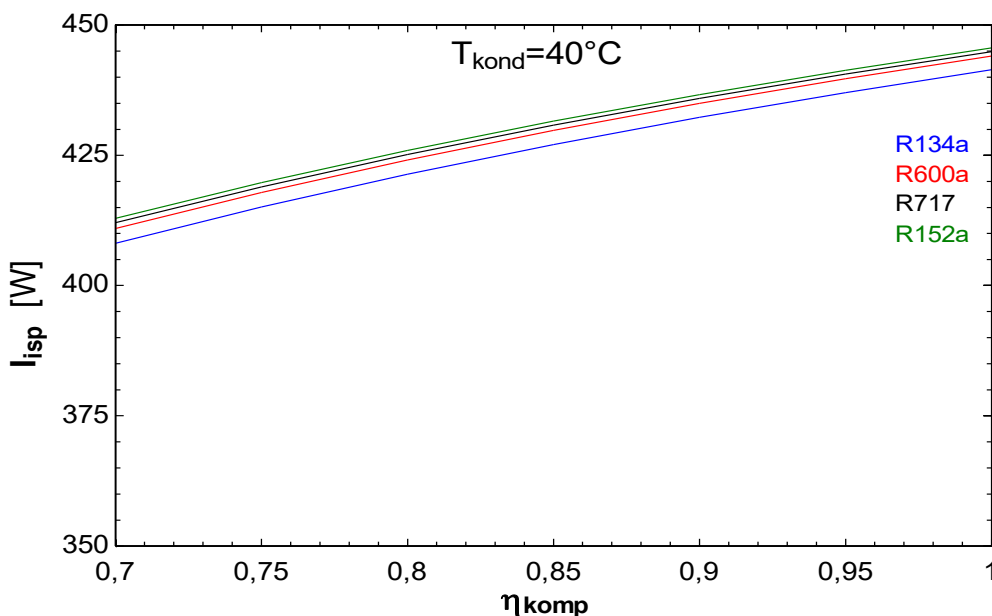
Slika 47. Usporedba krivulja ireverzibilnosti kompresora za različite radne tvari.

Na slici 47 prikazan je dijagram usporedbe veličine ireverzibilnosti kompresora za odabrane radne tvari i za temperaturu kondenzacije $T_{\text{kond}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Iz dobivenog dijagrama može se zaključiti da je veličina ireverzibilnosti kompresora najveća za radnu tvar R600a a najmanja za radnu tvar R717.



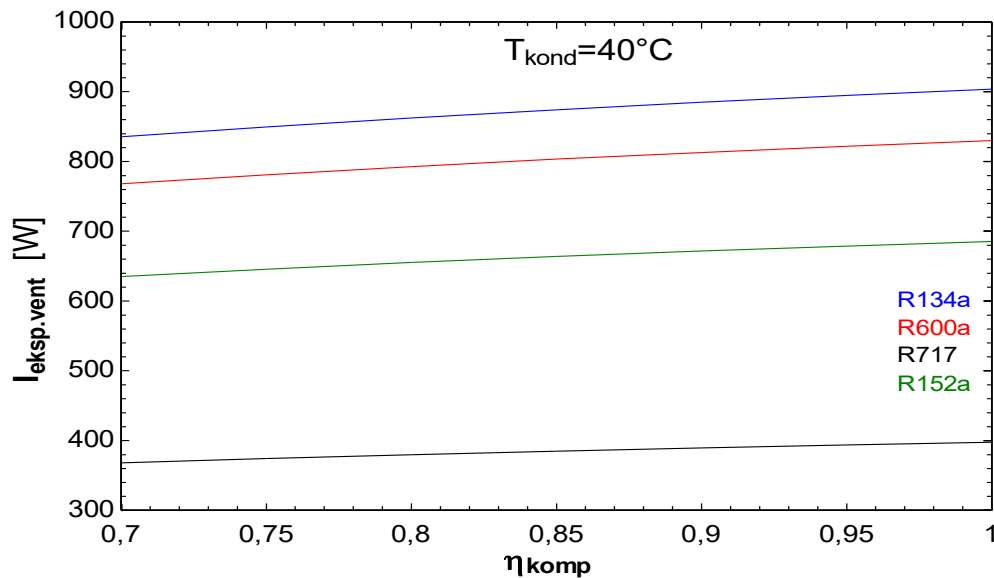
Slika 48. Usporedba krivulja ireverzibilnosti kondenzatora za različite radne tvari.

Na slici 48 prikazan je dijagram usporedbe veličine ireverzibilnosti kondenzatora za odabrane radne tvari i za temperaturu kondenzacije $T_{\text{kond}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Iz dobivenog dijagrama može se zaključiti da je veličina ireverzibilnosti kondenzatora najveća za radnu tvar R717 a najmanja za radnu tvar R600a.



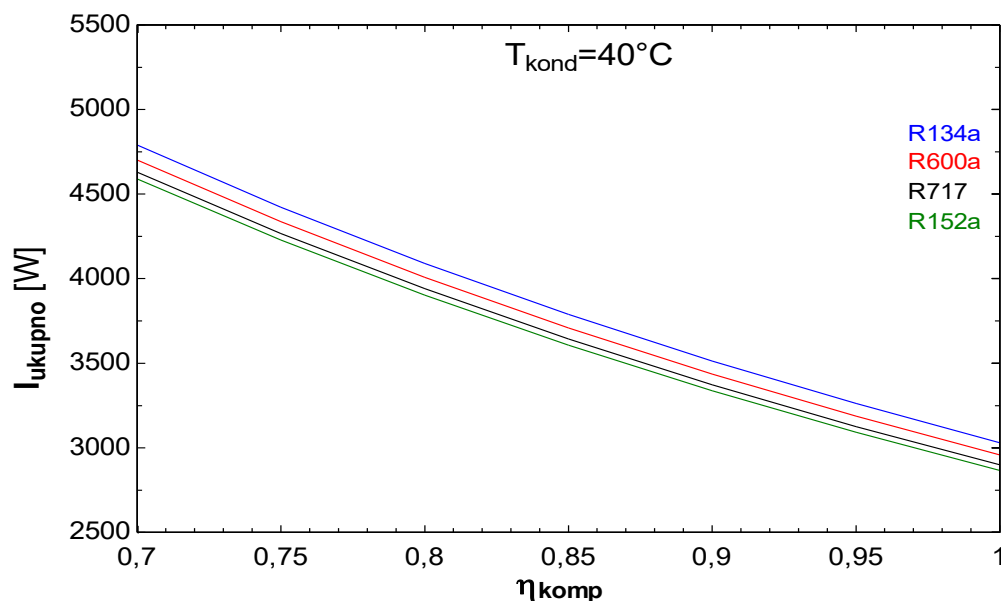
Slika 49. Usporedba krivulja ireverzibilnosti isparivača za različite radne tvari.

Na slici 49 prikazan je dijagram usporedbe veličine ireverzibilnosti isparivača za odabrane radne tvari i za temperaturu kondenzacije $T_{\text{kond}}=40\text{ °C}$. Iz dobivenog dijagrama može se zaključiti da je veličina ireverzibilnosti isparivača najveća za radnu tvar R152a a najmanja za radnu tvar R134a.



Slika 50. Usporedba krivulja ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila za različite radne tvari.

Na slici 50 prikazan je dijagram usporedbe veličine ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila za odabrane radne tvari i za temperaturu kondenzacije $T_{\text{kond}}=40\text{ °C}$. Iz dobivenog dijagrama može se zaključiti da je veličina ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila najveća za radnu tvar R134a a najmanja za radnu tvar R717.

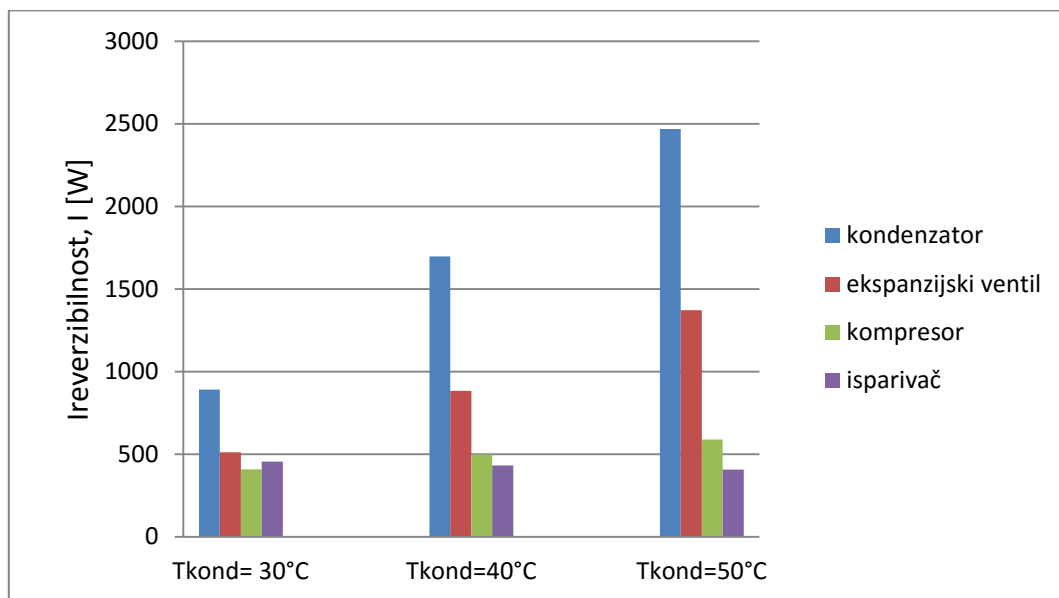


Slika 51. Usporedba krivulja ukupne ireverzibilnosti za različite radne tvari.

Na slici 51 prikazan je dijagram usporedbe veličine ukupne ireverzibilnosti za odabrane radne tvari i za temperaturu kondenzacije $T_{\text{kond}}=40\text{ °C}$. Iz dobivenog dijagrama može se zaključiti da je veličina ukupne ireverzibilnosti najveća za radnu tvar R134a a najmanja za radnu tvar R152a.

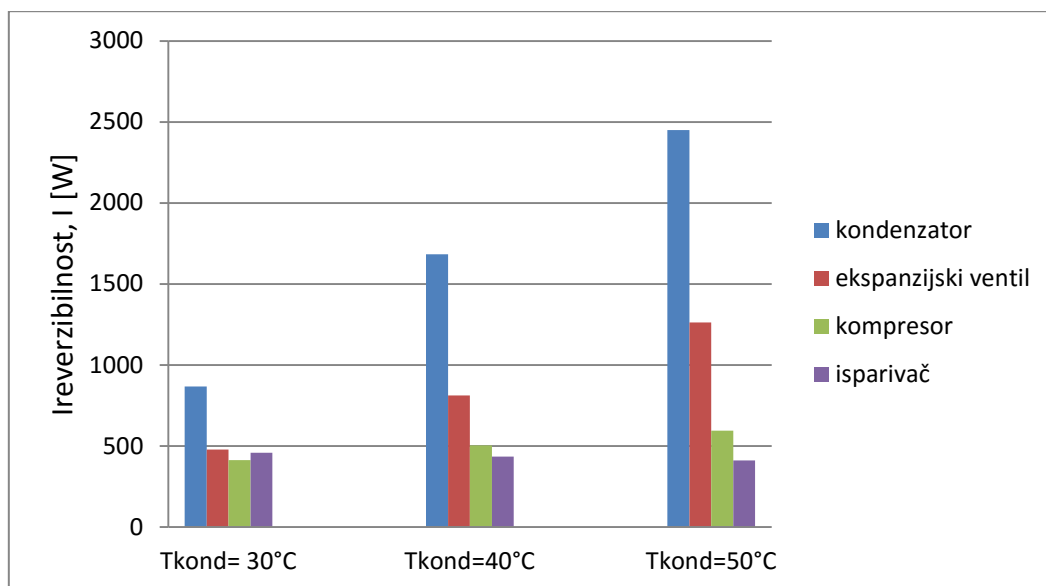
Usporedbom krivulja ireverzibilnosti različitih radnih tvari zaključuje se da korištenjem radne tvari R134a sustav ima najveću vrijednost ukupne ireverzibilnosti tj. najveću destrukciju energije. Najboljom radnom tvari za zadane parametre pokazala se radna tvar R152a. Radna tvar R717 (amonijak) također je imala dobre rezultate tj. malu ireverzibilnost s obzirom na ostale tvar.

Radi detaljnije analize i usporedbe, na sljedećim dijagramima prikazat će se usporedba iznosa ireverzibilnosti po komponentama dizalice topline te usporedba iznosa ireverzibilnosti za svaki odabrani radni fluid.



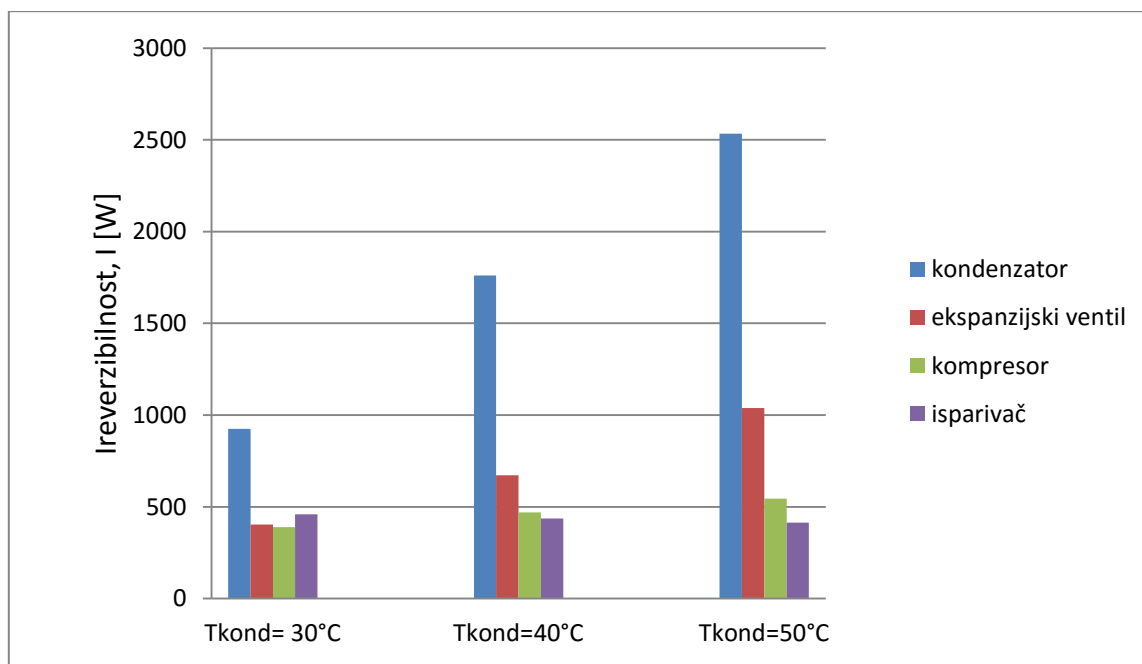
Slika 52. Usporedba iznosa ireverzibilnosti komponenti dizalice topline za različite temperature kondenzacije i radnu tvar R134a

Na slici 52 prikazan je dijagram usporedbe veličine ireverzibilnosti za komponente dizalice topline, a podaci su uzeti za radnu tvar R134a, stupanj korisnosti kondenzatora od 0,9 i temperaturu kondenzacije od 30 °C, 40 °C te 50 °C. Na dijagramu je vidljivo da najveću vrijednost ireverzibilnosti ima kondenzator a najmanju vrijednost isparivač.



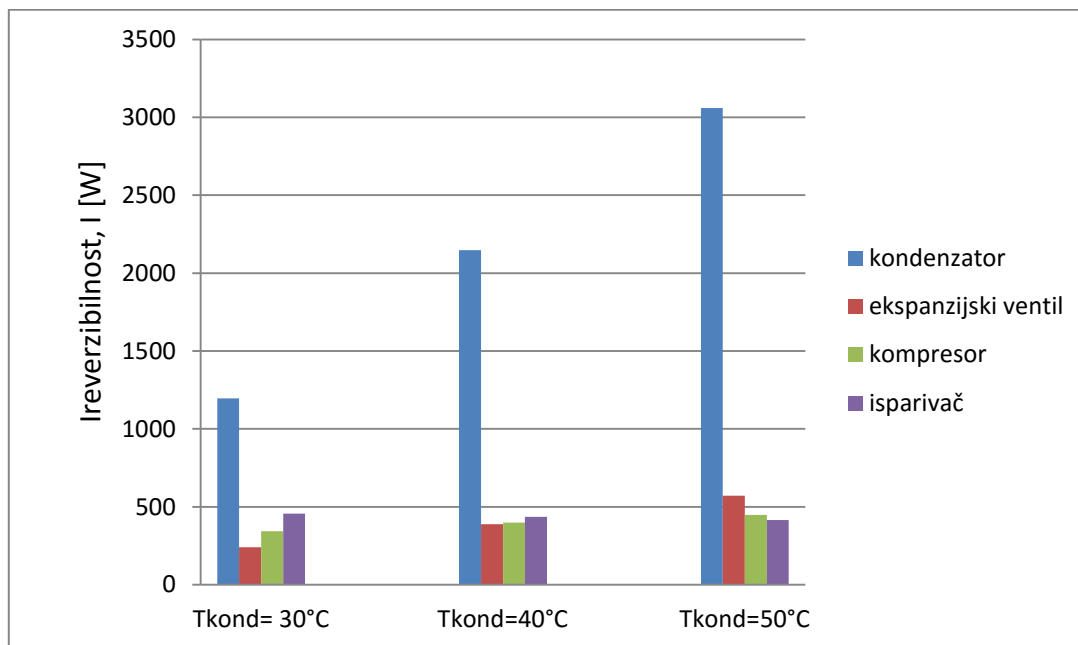
Slika 53. Usporedba iznosa ireverzibilnosti komponenti dizalice topline za različite temperature kondenzacije i radnu tvar R600a

Na slici 53 prikazan je dijagram usporedbe veličine ireverzibilnosti za komponente dizalice topline, a podaci su uzeti za radnu tvar R600a, stupanj korisnosti kondenzatora od 0,9 i temperaturu kondenzacije od 30 °C, 40 °C te 50 °C. Na dijagramu je vidljivo da najveću vrijednost ireverzibilnosti ima kondenzator a najmanju vrijednost isparivač.



Slika 54. Usporedba iznosa ireverzibilnosti komponenti dizalice topline za različite temperature kondenzacije i radnu tvar R152a

Na slici 54 prikazan je dijagram usporedbe veličine ireverzibilnosti za komponente dizalice topline, a podaci su uzeti za radnu tvar R152a, stupanj korisnosti kondenzatora od 0,9 i temperaturu kondenzacije od 30 °C, 40 °C te 50 °C. Na dijagramu je vidljivo da najveću vrijednost ireverzibilnosti ima kondenzator a najmanju vrijednost isparivač.

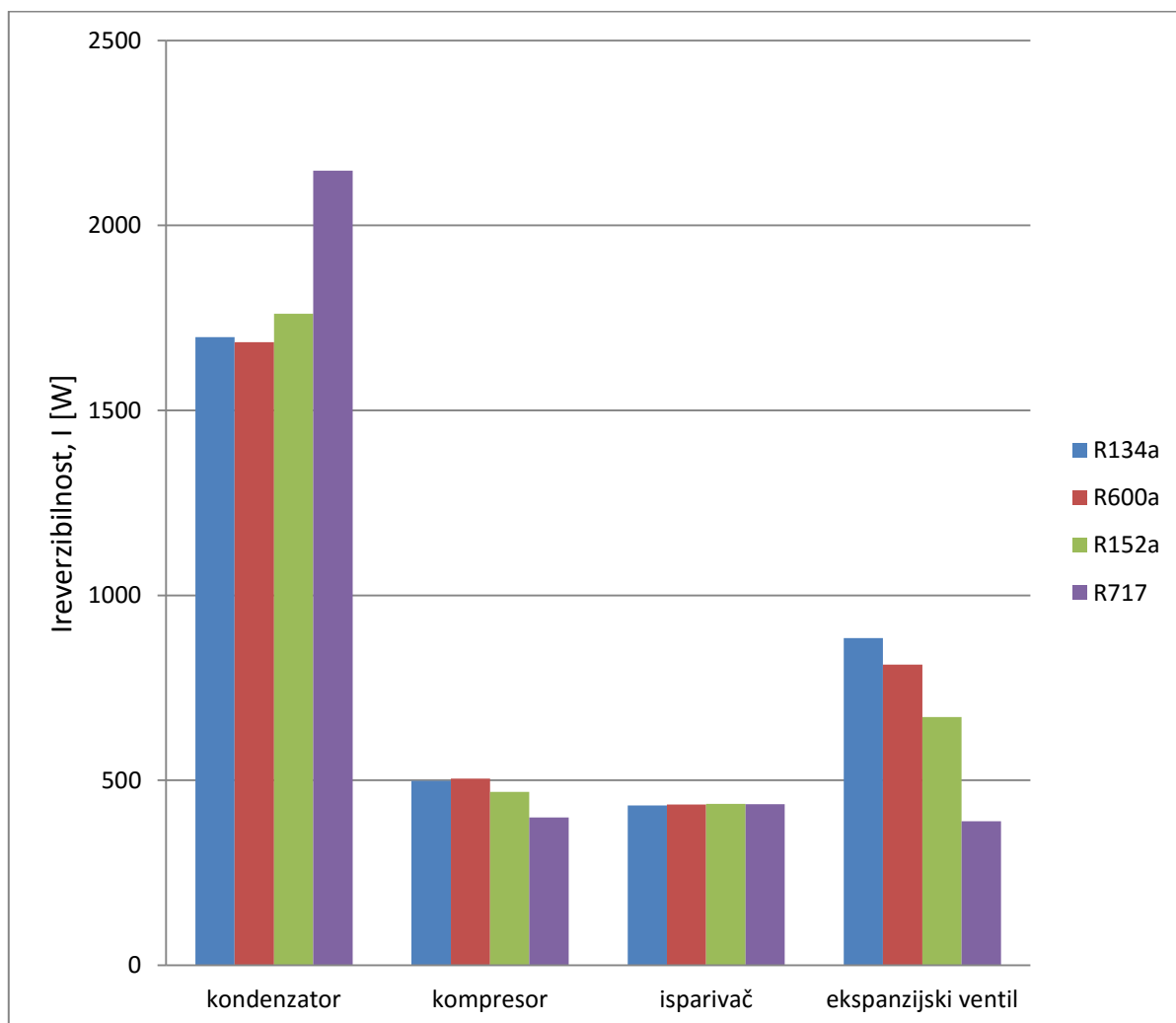


Slika 55. Usporedba iznosa ireverzibilnosti komponenti dizalice topline za različite temperature kondenzacije i radnu tvar R717

Na slici 55 prikazan je dijagram usporedbe veličine ireverzibilnosti za komponente dizalice topline, a podaci su uzeti za radnu tvar R717, stupanj korisnosti kondenzatora od 0,9 i temperaturu kondenzacije od 30 °C, 40 °C te 50 °C. Na dijagramu je vidljivo da najveću vrijednost ireverzibilnosti ima kondenzator a najmanju vrijednost isparivač.

Na slici 56 prikazan je dijagram usporedbe veličine ireverzibilnosti za komponente dizalice topline, a podaci su uzeti za četiri radne tvari, stupanj korisnosti kondenzatora od 0,9 i temperaturu kondenzacije od 40 °C. Iz dijagrama se može zaključiti da kondenzator ima najveći udjel u ukupnoj vrijednosti ireverzibilnosti sustava. Radna tvar R717 ima najveću vrijednost ireverzibilnosti kondenzatora, a radna tvar R600a ima najmanju vrijednost ireverzibilnosti kondenzatora. Nakon kondenzatora najveći udjel u ukupnoj vrijednosti ireverzibilnosti ima ekspanzijski ventil kod kojeg se radna tvar R134a pokazala kao najlošija, a R717 pokazala se kao najbolja. Vrijednosti ireverzibilnosti kompresora i isparivača pokazali su se kao vrlo slični po udjelu u ukupnoj ireverzibilnosti. Ireverzibilnost isparivača je kod sve četiri radne tvari slična, to jest različite radne tvari ne utječu na ukupnu vrijednost ireverzibilnosti isparivača. Na vrijednost ireverzibilnosti

kompresora različite radne tvari utječu minimalno, to jest radna tvar R717 pokazala se kao najbolja jer je vrijednost destrukcije energije najmanja a kod radne tvari R600a vrijednost destrukcije energije je najveća.



Slika 56. Usporedba iznosa ireverzibilnosti komponenti dizalice topline za različite radne tvari

5. ZAKLJUČAK

Nakon provedenog proračuna i dobivenih grafova, zaključuje se da temperatura kondenzacije i stupanj efikasnosti kompresora bitno utječu na rad dizalice topline. Kod sve četiri odabrane radne tvari vidi se da veliki utjecaj na rezultate masenog protoka, snage kompresora i faktora grijanja ima promjena temperature kondenzacije i stupanj korisnog djelovanja kompresora. Na dijagramu ovisnosti snage kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije kod sve četiri odabrane radne tvari zaključuje se kako snaga kompresora raste s porastom temperature kondenzacije, a pada s porastom stupnja korisnosti kompresora. Na dijagramu ovisnosti masenog protoka o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije kod sve četiri odabrane radne tvari zaključuje se kako potreban maseni protok raste sa porastom temperature kondenzacije, a pada sa smanjivanjem stupnja korisnosti kompresora. Na dijagramu ovisnosti faktora grijanja o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije kod sve četiri odabrane radne tvari zaključuje se kako porastom temperature kondenzacije pada vrijednost faktora grijanja, a povećanjem stupnja korisnosti kompresora raste i vrijednost faktora grijanja. Na dijagramu usporedbe snage kompresora između radnih tvari radna tvar R134a pokazala se kao najlošija jer ima najveću destrukciju energije to jest ireverzibilnost, a radna tvar R152a pokazala se kao najbolja. Na dijagramu usporedbe masenog protoka između radnih tvari, radna tvar R134a pokazala se kao najlošija to jest potreban je najveći maseni protok za zadane uvjete, a za radnu tvar R717 potreban je najmanji maseni protok. Na dijagramu usporedbe faktora grijanja između radnih tvari, radna tvar R152a pokazala se kao najbolja jer je za zadane uvjete faktor grijanja najveći, a radna tvar R134a pokazala se kao najlošija. Porastom temperature kondenzacije rastu gubici u sustavu zbog veće temperaturne razlike i odmicanja od idealnog Carnotovog procesa. Dizalice topline trebale bi imati kondenzator koji sadrži tvar sa što manjom temperaturom kondenzacije kako bi uređaj bio što učinkovitiji i trošio manje energije. U praksi je nažalost teško postići tako male temperature kondenzacije uz ekološki prihvatljive tvari te se danas vrše mnoga istraživanja radnih tvari radi pronalaska tvari s najoptimalnijim svojstvima.

Eksergijska analiza pokazala je da se najviše energije gubi u kondenzatoru i da se taj gubitak energije povećava s temperaturom kondenzacije. Na dijagramu ovisnosti ireverzibilnosti kondenzatora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za sve četiri odabrane radne tvari zaključuje se kako ireverzibilnost kondenzatora raste sa porastom temperature kondenzacije, a neznatno se smanjuje sa povećanjem stupnja korisnosti kompresora. Na dijagramu ovisnosti ireverzibilnosti kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije kod sve četiri odabrane radne tvari zaključuje se kako ireverzibilnost kompresora raste porastom temperature

kondenzacije, a pada porastom stupnja korisnosti kompresora. Na dijagramu ovisnosti ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za sve četiri odabrane radne tvari zaključuje se kako ireverzibilnost ekspanzijskog ventila raste sa porastom temperature kondenzacije, a neznatno se povećava sa povećanjem stupnja korisnosti kompresora. Na dijagramu ovisnosti ireverzibilnosti isparivača o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za sve četiri odabrane radne tvari zaključuje se kako ireverzibilnost isparivača pada s porastom temperature kondenzacije, a smanjuje sa smanjivanjem stupnja korisnosti kompresora. Na dijagramu usporedbe ireverzibilnosti kompresora između radnih tvari, radna tvar R600a pokazala se kao najlošija jer je za zadane uvjete ireverzibilnost, to jest destrukcija energije najveća, a radna tvar R717 pokazala se kao najbolja. Na dijagramu usporedbe ireverzibilnosti kondenzatora između radnih tvari, radna tvar R717 pokazala se kao najlošija jer je destrukcija energije najveća, a radna tvar R600a pokazala se kao najbolja. Na dijagramu usporedbe ireverzibilnosti isparivača između radnih tvari, radna tvar R152a pokazala se kao najlošija jer je ireverzibilnost to jest destrukcija energije najveća, a radna tvar R134a pokazala se kao najbolja. Na dijagramu usporedbe ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila između radnih tvari, radna tvar R134a pokazala se kao najlošija jer je destrukcija energije najveća, a radna tvar R717 pokazala se kao najbolja. Na dijagramu usporedbe ukupne ireverzibilnosti između radnih tvari, radna tvar R134a pokazala se kao najlošija zbog najveće vrijednosti ukupne ireverzibilnosti, a radna tvar R152a pokazala se kao najbolja za zadane uvjete. Eksergijska analiza je vrlo učinkovit način za određivanje mjesta tj. komponente s najvećom destrukcijom energije kako bi se te komponente mogle poboljšati i time poboljšati cijeli ciklus.

Cijeli proračun proveden je u programskom paketu EES (Engineering Equation Solver), a cijeli kod dan je u prilogu (poglavlje 7).

Daljnji nastavak istraživanja mogao bi se provesti za dodatne radne tvari i različite temperature kondenzacije. Također bi se mogli mijenjati parametri svih komponenti sustava dizalice topline (ekspanzijski ventil, isparivač i kondenzator) kako bi se detaljno istražio njihov utjecaj na iskoristivost sustava te kako bi se mogle izvršiti potrebne preinake sustava.

6. LITERATURA

- [1] Mustapić, N.,Guzović, Z.,Staniša, B., “Energetski strojevi i sustavi“, Karlovac, 2013.
- [2] <http://www.zelenaenergija.org/clanak/zasto-se-o-koristenju-geotermalne-energije-u-hrvatskoj-za-sada-samo-prica/8051>, pristupljeno 2.9.2015.
- [3] Sukhatme, S.P., “A Textbook on Heat Transfer“, New Delhi, 2005.
- [4] https://hr.wikipedia.org/wiki/Geotermalna_energija_u_Hrvatskoj, pristupljeno 2.9.2015.
- [5] Ochsner, K., “Geothermal Heat Pumps: A Guide for Planning and Installing“, New York, 2008
- [6] Silberstein, E., “Heat Pumps“, New York, 2003
- [7] Ludwig von Cube, H., Steimle,F., “Heat Pump Technology“, Norwich, 2002.
- [8] Soldo, V.,Zanki Alujević,V.,Grozdek,M.,Ćurko,T., “Svojstva zamjenskih radnih tvari“, Zagreb
- [9] Herold, K., Radermacher, R., Klein, S., “Absortion Chillers and Heat Pumps“, CRC press, 1996.
- [10] Tabak, J., “Solar and Geothermal Energy“, New York, 2009.
- [11] Wendell, A., Duffield, A., Harvey Sass, J., “Geothermal Energy: Clean Power from the Earth's Heat“, Virginia, 2003.
- [12] Whitman, W., Johnson, W., Tomczyk, J., Silberstein, E., “Refrigeration and Air Conditioning Technology“, New York, 2013
- [13] Nag, P.K., “Engineering Thermodynamics“, New Delhi, 2008.
- [14] Galović, A.,”Termodinamika 1“, Zagreb, FSB, 2011.
- [15] Klein, S., Nellis, G., “Thermodynamics“, Cambridge University Press, 2012
- [16] Klein, S., Nellis, G., “Mastering EES“,2012
- [17] Galović, A.,”Termodinamika 2“, Zagreb, FSB, 2011.

7. PRIVITAK

Programski kod proračuna proveden u programskom paketu EES:

```
$UnitSystem SI Mass C kJ kW bar
```

```
F$='R143a'
```

```
V=360[m**3]
Phi_prostorije= 80 [W/m**3]*V
theta_prostorije=20[C]
theta_okoliš=-5[C]
T[1]= -10[C]
{eta_komp=0,95
T_kond=30[C]
T_pothlad= -5[C]
```

```
"Točka 1"
```

```
"za T[1]"
P[1]=P_sat(F$;T=T[1])
h[1]=Enthalpy(F$;T=T[1];x=1)
s[1]=Entropy(F$;T=T[1];x=1)
```

```
"Točka 2"
```

```
s[2]=s[1]
P[2]=P_sat(F$;T=T_kond)
T[2]=Temperature(F$;P=P[2];s=s[2])
h[2]=Enthalpy(F$;s=s[2];T=T[2])
```

```
"Točka 3"
```

```
T[3]=T_kond+T_pothlad
P[3]=P[2]
h[3]=Enthalpy(F$;P=P[3];T=T[3])
s[3]=Entropy(F$;h=h[3];T=T[3])
```

```
"Točka 4"
```

```
P[4]=P[1]
h[4]=h[3]
s[4]=Entropy(F$;h=h[4];P=P[4])
T[4]=T[1]
```

```
{"Proračun"
```

```
"Slučaj za eta_komp=1"
```

```
Phi_prostorije=q_m*(h[3]-h[2])*10**3
P_12=q_m*(h[1]-h[2])*10**3
Phi_41=q_m*(h[1]-h[4])*10**3
beta_h=Phi_prostorije/P_12
račun jednog džula utrošenog rada"}
```

" SLučaj za eta_komp različit od nule"

h2_prime=h[1]+(h[2]-h[1])/eta_komp
 Phi_prostorije=-q_m*(h[3]-h2_prime)*10**3
 "Toplinski tok od 2-3"
 P_1_2=-q_m*(h[1]-h2_prime)*10**3
 Phi_4_1=q_m*(h[1]-h[4])*10**3
 beta_h=Phi_prostorije/P_1_2
 račun jednog džula utrošenog rada"

"Eksergijska efikasnost kompresora"

{"slučaj za eta_komp=1"

I_komp=m*theta_okoliš*(s_2-s_1)
 epsilon_comp=(h_2-h_1-theta_okoliš*(s_2-s_1))/(h_2-h_1)}

"Slučaj za 0<eta_komp<1"

"SLUČAJ 1---> za theta_kond=30"

s2_prime=Entropy(F\$;P=P[2];h=h2_prime)
 epsilon_comp=(h[2]-h[1]-(theta_okoliš+273,15)*(s2_prime-s[1]))/(h[2]-h[1])
 I_komp=q_m*(theta_okoliš+273,15)*(s2_prime-s[1])*10**3

"Eksergijska efikasnost kondenzatora"

I_kond=q_m*(theta_okoliš+273,15)*(s[3]-
 s2_prime)*10**3+(((theta_okoliš+273,15)*Phi_prostorije)/(theta_prostorije+273,15))
 epsilon_kond=(Phi_prostorije*(1-((theta_okoliš+273,15)/(theta_prostorije+273,15))))/(q_m*((h2_prime-
 h[3])*10**3-(theta_okoliš+273,15)*(s2_prime-s[3])*10**3))

"Eksergijska efikasnost isparivača"

{x_4=Quality(F\$;T=T[3];h=h[3])
 s_4=Entropy(F\$;T=T[3];x=x_4)}

I_isp=q_m*(273,15+theta_okoliš)*(s[1]-s[4])*10**3-(Phi_prostorije-P_1_2)
 epsilon_isp=(Phi_4_1*(((theta_okoliš+273,15)-(T[1]+273,15))/(T[1]+273,15)))/(q_m*((h[4]-h[1])*10**3-
 (theta_okoliš+273,15)*(s[4]-s[1])*10**3))

"Eksergijska efikasnost prigušnog ventila"

I_eksp.vent=q_m*(theta_okoliš+273,15)*(s[4]-s[3])*10**3

"Ukupna ireverzibilnost"

I_ukupno=I_isp+I_kond+I_komp+I_eksp.vent

Popis slika

Slika 1. Prikaz geotermalnih izvora u kontinentalnoj Hrvatskoj.

(<http://www.poslovni.hr/hrvatska/hep-gradi-geotermalne-elektrane-31901>, pristupljeno 2.9.2015.)

Slika 2. Geotermalni gradijent u Hrvatskoj.

(http://repam.net/uploads/repam/document_translations/doc/000/000/063/REPAM_GTE_Karlovac.pdf?2012, pristupljeno 2.9.2015.)

Slika 3. Shematski prikaz dizalice topline u režimu grijanja.

(Mustapić, N.,Guzović, Z.,Staniša, B., “Energetski strojevi i sustavi“, Karlovac, 2013.)

Slika 4. Dizalica topline tlo-voda sa horizontalnom izvedbom izmjenjivača topline.

(<http://www.harmonyavsg.com/services/lc/geo.html>, pristupljeno 19.9.2015.)

Slika 5. Dizalica topline tlo-voda sa vertikalnom izvedbom izmjenjivača topline.

(Mustapić, N.,Guzović, Z.,Staniša, B., “Energetski strojevi i sustavi“, Karlovac, 2013.)

Slika 6. Načini izvedbe vertikalnog izmjenjivača topline

(<http://www.geothermie.de/wissenswelt/archiv/englisch/description-of-ground-source-types-for-the-heat-pump.html>, pristupljeno 7.9.2015)

Slika 7. Dizalica topline; površinska voda kao izvor topline.

(<http://www.harmonyavsg.com/services/lc/geo.html>, pristupljeno 19.9.2015.)

Slika 8. Dizalica topline sa podzemnom vodom kao izvorom topline.

(Mustapić, N.,Guzović, Z.,Staniša, B., “Energetski strojevi i sustavi“, Karlovac, 2013.)

Slika 9. Dizalica topline sa okolišnim zrakom kao izvorom topline.

(Mustapić, N.,Guzović, Z.,Staniša, B., “Energetski strojevi i sustavi“, Karlovac, 2013.)

Slika 10. Shematski prikaz solarne dizalice topline .

(Mustapić, N.,Guzović, Z.,Staniša, B., “Energetski strojevi i sustavi“, Karlovac, 2013.)

Slika 11. T-s dijagram idealnog ljevokretnog Carnotovog ciklusa

(Galović, A.,”Termodinamika 1”, Zagreb, FSB, 2011.)

Slika 12. Monovalentni način rada dizalice topline

(Mustapić, N.,Guzović, Z.,Staniša, B., “Energetski strojevi i sustavi“, Karlovac, 2013.)

Slika 13. Bivalentni paralelni način rada.

(Mustapić, N.,Guzović, Z.,Staniša, B., “Energetski strojevi i sustavi“, Karlovac, 2013.)

Slika 14. Bivalentni alternativni način rada.

(Mustapić, N.,Guzović, Z.,Staniša, B., “Energetski strojevi i sustavi“, Karlovac, 2013.)

Slika 15. Realni ljevokretni Carnotov ciklus.

Slika 16. Ovisnost snage kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radna tvar R134a.

Slika 17. Ovisnost masenog protoka o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radna tvar R134a.

Slika 18. Ovisnost faktora grijanja o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R134a.

Slika 19. Ovisnost snage kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

Slika 20. Ovisnost masenog protoka o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

Slika 21. Ovisnost faktora grijanja o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

Slika 22. Ovisnost snage kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije, radna tvar R152a

Slika 23. Ovisnost masenog protoka o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije, radna tvar R152a

Slika 24. Ovisnost faktora grijanja o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije, radna tvar R152a

Slika 25. Ovisnost snage kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije, radna tvar R717

Slika 26. Ovisnost masenog protoka o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije, radna tvar R717

Slika 27. Ovisnost faktora grijanja o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije, radna tvar R717

Slika 28. Usporedba krivulje snage za različite radne tvari

Slika 29. Usporedba krivulje masenog protoka za različite radne medije

Slika 30. Usporedba krivulje faktora grijanja za različite radne tvar

Slika 31. Ovisnost ireverzibilnosti kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R134a.

Slika 32. Ovisnost ireverzibilnosti kondenzatora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar

Slika 33. Ovisnost ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R134a.

Slika 34. Ovisnost ireverzibilnosti isparivača o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R134a.

Slika 35. Ovisnost ireverzibilnosti kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

Slika 36. Ovisnost ireverzibilnosti kondenzatora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

Slika 37. Ovisnost ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

Slika 38. Ovisnost ireverzibilnosti isparivača o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R600a.

Slika 39. Ovisnost ireverzibilnosti kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R152a.

Slika 40. Ovisnost ireverzibilnosti kondenzatora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R152a.

Slika 41. Ovisnost ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R152a.

Slika 42. Ovisnost ireverzibilnosti isparivača o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R152a.

Slika 43. Ovisnost ireverzibilnosti kompresora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R717.

Slika 44. Ovisnost ireverzibilnosti kondenzatora o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R717.

Slika 45. Ovisnost ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R717.

Slika 46. Ovisnost ireverzibilnosti isparivača o stupnju korisnosti kompresora i temperaturi kondenzacije za radnu tvar R717.

Slika 47. Usporedba krivulja ireverzibilnosti kompresora za različite radne tvari.

Slika 48. Usporedba krivulja ireverzibilnosti kondenzatora za različite radne tvari.

Slika 49. Usporedba krivulja ireverzibilnosti isparivača za različite radne tvari.

Slika 50. Usporedba krivulja ireverzibilnosti ekspanzijskog ventila za različite radne tvari.

Slika 51. Usporedba krivulja ukupne ireverzibilnosti za različite radne tvari.

Slika 52. Usporedba iznosa ireverzibilnosti komponenti dizalice topline za različite temperature kondenzacije i radnu tvar R134a

Slika 53. Usporedba iznosa ireverzibilnosti komponenti dizalice topline za različite temperature kondenzacije i radnu tvar R600a

Slika 54. Usporedba iznosa ireverzibilnosti komponenti dizalice topline za različite temperature kondenzacije i radnu tvar R152a

Slika 55. Usporedba iznosa ireverzibilnosti komponenti dizalice topline za različite temperature kondenzacije i radnu tvar R717

Slika 56. Usporedba iznosa ireverzibilnosti komponenti dizalice topline za različite radne tvari

Popis tablica

Tablica 1. Specifični učinak horizontalnog izmjenjivača u tlu, ovisno o sastavu tla .

(Mustapić, N.,Guzović, Z.,Staniša, B., “Energetski strojevi i sustavi“, Karlovac, 2013.)

Tablica 2. Ekološki prihvatljive radne tvari.

(Soldo, V.,Zanki Alujević,V.,Grozdek,M.,Ćurko,T., “Svojstva zamjenskih radnih tvari“, Zagreb)

Tablica 3. Svojstva odabranih radnih tvari

(Soldo, V.,Zanki Alujević,V.,Grozdek,M.,Ćurko,T., “Svojstva zamjenskih radnih tvari“, Zagreb)

Tablica 4. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R134a.

Tablica 5. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R134a.

Tablica 6. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R134a.

Tablica 7. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R600a.

Tablica 8. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R600a.

Tablica 9. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R600a.

Tablica 10. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R152a.

Tablica 11. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R152a.

Tablica 12. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R152a.

Tablica 13. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R717.

Tablica 14. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R717.

Tablica 15. Rezultati za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R717.

Tablica 16. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R134a.

Tablica 17. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R134a.

Tablica 18. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R134a.

Tablica 19. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R600a.

Tablica 20. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R600a

Tablica 21. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R600a.

Tablica 22. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$, radna tvar R152a.

Tablica 23. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=40$ °C, radna tvar R152a.

Tablica 24. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=50$ °C, radna tvar R152a.

Tablica 25. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=30$ °C, radna tvar R717.

Tablica 26. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=40$ °C, radna tvar R717.

Tablica 27. Rezultati iznosa ireverzibilnosti za pojedine komponente za $\vartheta_{\text{kond}}=50$ °C, radna tvar R717.