

# Visokotemperaturne dizalice topline u industriji

---

**Knezović, Frano**

**Master's thesis / Diplomski rad**

**2020**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:408758>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-07-05**

*Repository / Repozitorij:*

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

**Franjo Knezović**

Zagreb, 2020.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# DIPLOMSKI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo, dipl. ing.  
Dr. sc. Luka Boban

Student:

Frano Knezović

Zagreb, 2020.

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

Zahvaljujem se mentorima prof. dr. sc. Vladimiru Soldi i dr. sc. Luki Bobanu na stručnim savjetima tijekom izrade diplomskoga rada. Njihovo zalaganje i prenošenje znanja tijekom nastave na Fakultetu probudili su u meni zanimanje za rashladno-ogrjevne procese. Hvala im što su strpljivo i velikodušno prihvaćali moje pogreške i nerazumijevanje tijekom izrade ovoga rada, njihove upute su me dovele do potpuno novih saznanja iz strojarstva.

Svaki uspjeh iza sebe krije žrtvu i odricanje. Ništa od toga ne bi bilo u tako lijepom sjećanju da nije bilo ljudi s kojima sam to mogao podijeliti. Zato neizmerno hvala mojim prijateljima na bezbrojnim druženjima i razgovorima. Posebno hvala ekipi iz Fegareta s kojom svaki novi dan otkriva više.

Zahvaljujem se Ružici, Marini, Ivanu i cijelom timu iz Energetskog instituta Hrvoje Požar. Druženje s njima, njihovi stručni savjeti i njihova kolegijalnost olakšali su i uljepšali moje studentske dane.

Neiscrpní izvor ljubavi i motivacije za završetak ovoga studija imao sam u svojoj obitelji. Hvala joj za sve tople riječi, zajedničko vrijeme i financijsku pomoć.

Na koncu, posebno *HVALA* ostaje za moje roditelje. Njihova majčinska i očinska podrška tijekom moga studija nije nedostajala niti jednog trenutka. Hvala im na vjeri u mene. Hvala za svu brigu ovih godina i hvala za sav trud oko mene.

Frano Knezović



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:  
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum:	Prilog:
Klasa: 602 - 04 / 20 - 6 / 3	
Ur. broj: 15 - 1703 - 20 -	

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Frano Knezović** Mat. br.: 0035197843

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Visokotemperaturne dizalice topline u industriji**

Naslov rada na engleskom jeziku: **High temperature heat pumps in industry**

Opis zadatka:

Dizalice topline omogućuju iskorištavanje obnovljive energije iz okoliša za potrebe toplinskih procesa uz korištenje samo manjeg udjela neobnovljive kompenzacijske energije za provedbu ljevokrentog procesa. Razvojem tehnologije dizalica topline kontinuirano se povećava temperaturni raspon područja njihove primjene. Današnje komercijalne dizalice topline omogućavaju temperaturu polaza od 90 °C, a u literaturi je moguće pronaći prototipske izvedbe s temperaturom polaza od 140 °C i više. Takvi tipovi uređaja klasificiraju se kao visokotemperaturne dizalice topline.

Visoka temperatura polaza primjenjiva je za industrijske potrebe i potencijalno omogućuje dekarbonizaciju industrijskog sektora smanjujući ovisnosti industrije o fosilnim gorivima. Otprilike 3200 TWh iznosi potrošnja energije u industriji u EU, od čega oko 70% otpada na potrošnju toplinske energije. S obzirom na to da okolišna temperatura (zraka, tla i vode) nije na dovoljnoj temperaturnoj razini za postizanje visokih temperatura polaza, alternativni toplinski izvori za visokotemperaturnu dizalicu topline mogu biti otpadna toplina ili sustav daljinskog grijanja.

Rad treba sadržavati:

1. Pregled literature na području razvoja i primjene visokotemperaturnih dizalica topline.
2. Pregled radnih tvari za primjenu u visokotemperaturnim dizalicama topline u skladu s F-gas regulativom.
3. Dimenzioniranje komponenti visokotemperaturne dizalice topline industrijskog postrojenja.
4. Tehno-ekonomsku analizu iskorištavanja otpadne topline kao toplinskog izvora.
5. Hidrauličku shemu spajanja dizalice topline.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan: 30. travnja 2020. Datum predaje rada: 2. srpnja 2020. Predviđeni datum obrane: 6. – 10.7.2020.

Zadatak zadao: Prof. dr. sc. Vladimir Soldo Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

Dr. sc. Luka Boban

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA .....	V
POPIS OZNAKA .....	VI
SAŽETAK .....	VIII
SUMMARY .....	IX
1. UVOD .....	1
1.1. Izvori topline za dizalice topline .....	2
2. DIZALICE TOPLINE .....	4
2.1. Faktor grijanja .....	5
2.2. Višekratna kompresija .....	6
2.2.1. Dvostupanjska kompresija .....	8
3. RADNE TVARI ZA PRIMJERNU U VISOKOTEMPERATURNIM DIZALICAMA TOPLINE .....	10
3.1. F-gas regulativa .....	11
3.2. Primjenjivost radnih tvari pri višim temperaturama .....	12
3.3. Primjenjivost prirodnih radnih tvari kod visokotemperaturnih dizalica topline .....	19
3.3.1. Amonijak .....	20
3.3.2. Ugljični dioksid .....	21
3.3.3. Voda .....	22
3.3.4. Ostale prirodne radne tvari .....	23
3.4. Odabir radne tvari .....	25
4. TEMPERATURNI ZAHTJEVI U INDUSTRIJI I PRIMJERI IZ PRAKSE .....	26

---

4.1. Primjeri primjene iz prakse .....	30
5. DIMENZIONIRANJE KOMPONENTI VISOKOTEMPERATURNE DIZALICE TOPLINE INDUSTRIJSKOG POSTROJENJA .....	34
5.1. Opis postojećeg procesa .....	35
5.2. Proračun parametara visokotemperaturne dizalice topline .....	36
5.3. Odabir radnih tvari za proračun .....	38
5.4. Rezultati i analiza rezultata .....	39
6. TEHNO-EKONOMSKA ANALIZA ISKORIŠTAVANJA OTPADNE TOPLINE .....	47
7. ZAKLJUČAK .....	51
LITERATURA .....	52
PRILOZI .....	55

## POPIS SLIKA

Slika 1. Ukupna finalna potrošnja energije [5] .....	2
Slika 2. Generiranje energije kod dizalice topline [3] .....	3
Slika 3. Carnotov proces grijanja u T-s dijagramu (prema [10]).....	4
Slika 4. Dijagrami ogrjevnog procesa s pregrijavanjem pare i pothlađivanjem kapljevine (prema [10]) .....	5
Slika 5. Utjecaj postojanja štetnog prostora na dobavu kompresora (prema [11]).....	7
Slika 6. Utjecaj omjera kompresije na usisani volumen (prema [10]).....	7
Slika 7. Rashladni uređaj s dvostupanjskom kompresijom, dvostupanjskim prigušivanjem i međuhladjakom te pripadajući T-s dijagram procesa (prema [10]).....	9
Slika 8. Glavni elementi F-gas uredbe [13] .....	11
Slika 9. Shematski prikaz parno-kompresijskog procesa s pripadajućim temperaturama izvora i ponora topline .....	14
Slika 10. Najučinkovitije radne tvari iz priloga B s pripadajućim COP (lijevo) i $q_{\text{kond},v}$ vrijednostima (desno) [15].....	16
Slika 11. Pojednostavljena shema procesa s visokotemperaturnom dizalicom topline [12] ...	17
Slika 12. Vrijednosti parametra COP za pojedine radne tvari [12] .....	18
Slika 13. Primjer procesa s amonijakom kao radnom tvari uz specifične radne točke [17] .....	20
Slika 14. Specifične radne točke kod primjene ugljičnog dioksida na visokim temperaturama [17].....	21
Slika 15. Specifične radne točke kod primjene vode na visokim temperaturama [17].....	22
Slika 16. Problemi s temperaturama kod primjene R290 (lijevo) i R600 (desno) na visokim temperaturama [17].....	24
Slika 17. Moguća kombinacija temperatura izvora/ponora topline uz primjenu različitih dizalica topline [3] .....	26



Slika 18. Različiti industrijski procesi s pripadajućim temperaturama [3] .....	28
Slika 19. Shematski prikaz korištenja otpadne topline pomoću visokotemperaturne dizalice topline u industriji [3] .....	30
Slika 20. Visokotemperaturna dizalica topline u Jakobstadu [21].....	31
Slika 21. Ogrjevni proces s tri visokotemperaturne dizalice topline [22].....	32
Slika 22. Modeli visokotemperaturnih dizalica topline SGH120 (lijevo) i SGH165 (desno) [24] .....	33
Slika 23. Tehnološki postupak proizvodnje drvnih peleta [26] .....	35
Slika 24. Shematski prikaz procesa s jednostupanjskom kompresijom bez dodatnog pregrijavanja (lijevo) i s dodatnim pregrijavanjem radne tvari (desno) .....	40
Slika 25. Shematski prikaz procesa s dvostupanjskom kompresijom.....	42
Slika 26. Shematski prikaz procesa s kaskadnim sustavom .....	44
Slika 27. Ostvarivi faktori grijanja za određene radne tvari u ovisnosti o temperaturi toplinskog izvora pri procesu s jednostupanjskom kompresijom s međuzmjenjivačem i temperaturi kondenzacije $T_k = 113 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	46
Slika 28. Usporedba pogonskih troškova kotla i visokotemperaturne dizalice topline .....	49
Slika 29. Ovisnost duljine povrata investicije o ostvarenom faktoru grijanja s radnom tvari R1234ze(Z) uz sustav s dvostupanjskom kompresijom i cijeni investicije u odnosu na kotao na prirodni plin .....	50

**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Pregled tipičnih radnih tvari kod ljevokretnih procesa i njihovih karakteristika [12] .....	10
Tablica 2. Radni parametri kod procesa s visokotemperaturnom dizalicom topline [12] .....	18
Tablica 3. Relativne cijene za pojedine radne tvari [16] .....	19
Tablica 4. Svojstva standardnih prirodnih radnih tvari [17] .....	20
Tablica 5. Kriteriji za odabir radne tvari za visokotemperaturnu dizalicu topline [16].....	25
Tablica 6. Ulazni podaci za proračun .....	36
Tablica 7. Svojstva promatranih radnih tvari u proračunu .....	39
Tablica 8. Usporedba parametara procesa s jednostupanjskom kompresijom .....	41
Tablica 9. Usporedba parametara procesa s dvostupanjskom kompresijom .....	43
Tablica 10. Usporedba ostvarenih faktora grijanja primjenom kaskadnog sustava.....	45
Tablica 11. Ekonomska isplativost procesa s jednostupanjskom kompresijom .....	47
Tablica 12. Ekonomska isplativost procesa s dvostupanjskom kompresijom .....	48
Tablica 13. Ekonomska isplativost procesa s kaskadnim sustavom .....	48

**POPIS OZNAKA**

Oznaka	Jedinica	Opis
$T_g$	°C	Temperatura grijanja
$T_i$	°C	Temperatura isparavanja
$T_k$	°C	Temperatura kondenzacije
$T_{kr}$	°C	Kritična temperatura
$T_{ok}$	°C	Temperatura okoliša
$T_{izv,ul}$	°C	Temperatura toplinskog izvora na ulazu u izmjenjivač
$T_{izv,iz}$	°C	Temperatura toplinskog izvora na izlazu iz izmjenjivača
$\Delta T_{izv}$	°C	Razlika temperatura toplinskog izvora
$T_{pon,ul}$	°C	Temperatura toplinskog ponora na ulazu u izmjenjivač
$T_{pon,iz}$	°C	Temperatura toplinskog ponora na izlazu iz izmjenjivača
$\Delta T_{pon}$	°C	Razlika temperatura toplinskog ponora
$T_{w,k,ul}$	°C	Temperatura vode na ulazu u kondenzator
$T_{w,k,iz}$	°C	Temperatura vode na izlazu iz kondenzatora
$T_{w,i,ul}$	°C	Temperatura vode na ulazu u isparivač
$\Delta T_p$	°C	Razlika temperature nakon pothlađivanja radne tvari
$\Delta T_i$	°C	Razlika temperatura fluida na isparivaču
$\Delta T_k$	°C	Razlika temperatura fluida na kondenzatoru
$\Delta T_{w,i}$	°C	Razlika temperatura vode na isparivaču
$\Phi, \Phi_{gr}, \Phi_{kond}$	kW	Učin kondenzatora
$q_{kond,v}$	$\text{kJ/m}^3$	Specifični volumetrijski učin
$\Phi_o$	kW	Učin isparivača
$P$	kW	Snaga kompresora
$\varepsilon_g, COP$	-	Faktor grijanja
$\lambda$	-	Volumetrijski stupanj djelovanja kompresora
$V_u$	$\text{m}^3$	Volumen usisne dobave kompresora
$V_s$	$\text{m}^3$	Stapajni volumen kompresora

---

$V_c$	$m^3$	Volumen cilindra kompresora
$V_o$	$m^3$	Volumen štetnog prostora kompresora
$p_i$	bar	Tlak isparavanja
$p_k$	bar	Tlak kondenzacije
$p_{kr}$	bar	Kritični tlak
$p_m$	bar	Međutlak
GWP	-	Potencijal globalnog zagrijavanja
ODP	-	Potencijal razgradnje ozona
$\eta_i$	-	Izentropski stupanj djelovanja kompresora
$R_p$	-	Kompresijski omjer
$q_{m,RT}$	kg/s	Maseni protok radne tvari
$h$	kJ/kg	Entalpija
$\rho$	kg/ $m^3$	Gustoća

## SAŽETAK

Zamjena termotehničkih sustava na fosilna goriva predstavlja bitno područje istraživanja kako bi se obnovljivi izvori energije iskorištavali u svrhu stvaranja boljih ekoloških i ekonomskih uvjeta. Za procjenu mogućnosti iskorištavanja visokotemperaturnih dizalica topline u industriji potrebno je prvo pogledati koliko je otpadne topline iz industrijskih procesa na raspolaganju i koliko je te topline iskoristivo. Tako se u uvodu ovoga rada navode vrijednosti potrošnje energije unutar industrijskog sektora te se spominju trenutno aktivna ograničenja definirana europskim protokolima.

Nakon opisivanja osnovnih parametara procesa s dizalicom topline, obrađene su radne tvari koje zbog svojih svojstava pokazuju mogućnost korištenja pri visokim temperaturama koje su potrebne za industrijske procese kao što su pasterizacija, sušenje, destilacija i sl. Korištenjem takvih radnih tvari otvara se mogućnost primjene novog načina dobivanja toplinske energije. Industrije s velikim količinama otpadne topline mogu imati velikog značaja od razvoja visokotemperaturnih dizalica topline kojima se zamjenjuju konvencionalni sustavi za zadovoljavanje toplinskih potreba. To znači da se potencijalno mogu smanjiti pogonski troškovi trenutnih sustava pri čemu se smanjuje i negativan utjecaj na okoliš. Unatoč još uvijek nedovoljnom razvoju i primjeni industrijskih dizalica topline, postoje ovakvi komercijalno dostupni uređaji, a neki od njih se primijenjeni u realnim industrijskim postrojenjima. Primjeri iz prakse i dostupni uređaji na tržištu opisani su unutar četvrtog poglavlja.

Na koncu je provedena analiza isplativosti ugradnje visokotemperaturne dizalice topline konkretnog industrijskog procesa kojom se pokazalo da su za odabir radne tvari jako bitne temperature toplinskog izvora i toplinskog ponora kojima su definirane temperatura isparavanja i kondenzacije. Pri dovođenju otpadne topline na višim temperaturama, veće su mogućnosti za izbor radne tvari, a na koncu se postižu i bolji parametri procesa.

**Ključne riječi:** Visokotemperaturna dizalica topline, otpadna toplina, prirodne radne tvari, industrijski procesi

## SUMMARY

Replacing thermotechnical systems with fossil fuels is an important area of research in order to use renewable energy sources to create better environmental and economic conditions. To assess the possibility of using high temperature heat pumps in the industry, it is necessary to look at available amount of useful waste heat energy from industrial processes. Thus, in the introduction to this paper, the values of energy consumption within the industrial sector and the currently active limitations defined by the European protocols are mentioned.

After describing the basic parameters of the process with heat pump, refrigerants are processed which due to their properties show the possibility of use at high temperatures required for industrial processes such as pasteurization, drying, distillation, etc. Using such working substances opens the possibility of applying a new method. obtaining thermal energy. Industries with large amounts of waste heat can be of great importance from the development of high temperature heat pumps that replace conventional systems to meet thermal needs. This means that the operating costs of current systems can potentially be reduced while also reducing the negative impact on the environment. Despite the still insufficient development and application of industrial heat pumps, there are such commercially available devices and some of them are applied in real industrial plants. Examples from practice and available devices on the market are described within the fourth chapter.

Finally, an analysis of the cost-effectiveness of installing a high temperature heat pump of a specific industrial process was performed, which showed that the temperatures of the heat source and heat sink are very important for the selection of the refrigerant which define the evaporation and condensation temperatures. When supplying waste heat at higher temperatures, there are greater possibilities for the choice of refrigerant, and in the end better process parameters are achieved.

**Keywords:** High temperature heat pump, waste heat, natural refrigerants, industrial processes

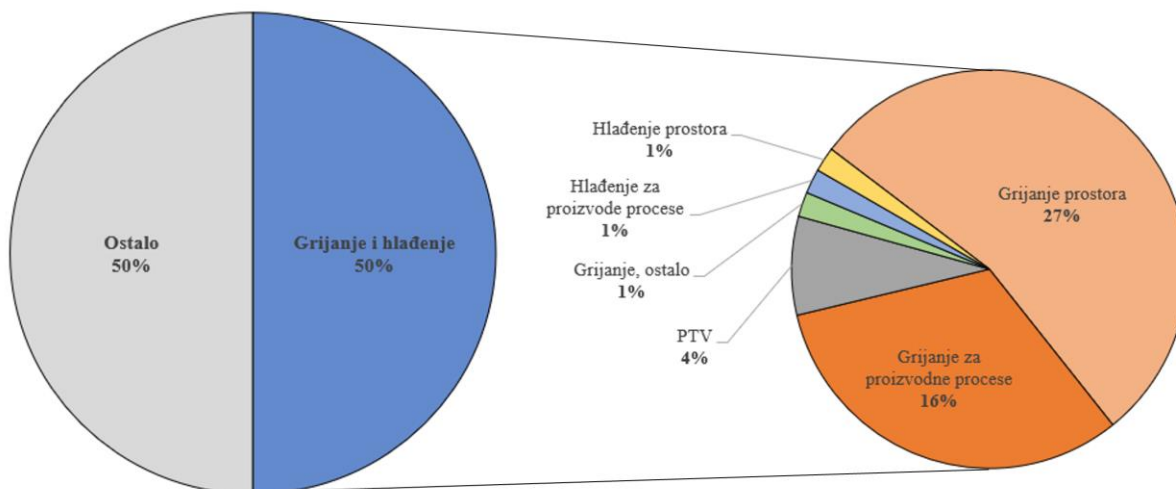
## 1. UVOD

Gledajući neku osnovnu razinu, Sunce daje biljkama život pomoću procesa fotosinteze te zagrijava Zemlju kako bi bila pogodna za život. Nadalje, toplina dobivena vatrom dovela je do revolucije u kulinarstvu i obradi metala. Para dobivena izgaranjem ugljena pokrenula je industrijsku revoluciju. No, ako bi se grijanje definiralo kao postupak održavanja određene temperature u prostorijama procesom dovođenja topline te da je toplinska ugodnost parametar koji je potrebno zadovoljiti kako bi se ljudima osigurao ugodan boravak, može se grijanje shvatiti kao jedna od temeljnih ljudskih potreba.

Potrebe za grijanjem uglavnom se osiguravaju izgaranjem fosilnih goriva – drva, ugljena, nafte, plina. Međutim, negativni učinci na okoliš više nisu prihvatljivi za društvo. Prema [1] globalno zatopljenje će do 2060. vjerojatno iznositi više od 2 °C u odnosu na predindustrijske razine, a do kraja stoljeća bi moglo narasti i na 5 °C. Ako bi se globalna temperatura tako povećala, onda će takva pojava imati razarajući učinak na prirodu. Time bi došlo do gubitka bioraznolikosti, većih troškova za gospodarstvo EU-a, a nepovoljno bi se utjecalo na sposobnost zemalja da proizvode hranu. Zbog toga je potpisan Pariški sporazum kojim se nastoji ograničiti porast globalne temperature na znatno manje od 2 °C u odnosu na predindustrijske razine, a pokušava ga se zadržati na 1,5 °C [2]. Dakle, ovdje se radi o scenariju dekarbonizacije za koji je Međuvladin panel za klimatske promjene (IPCC) izračunao da ograničavanjem globalnog zagrijavanja na 1,5 °C treba smanjiti emisiju CO<sub>2</sub> na nula do sredine 21. stoljeća.

Grijanje i hlađenje imaju značajnu ulogu u prijelazu prema održivom energetskektoru. Gledajući globalno, ovaj sektor odgovoran je za približno 40% finalne potrošnje energije. Što se tiče Europe, 52% finalne potrošnje energije dolazi iz grijanja i hlađenja, 25% se koristi za dobivanje električne energije, a 23% u transportu. Iz ovoga se da zaključiti kako dekarbonizacija društva bez poboljšanja procesa grijanja i hlađenja nije moguća. No, današnje tehnologije za grijanje i hlađenje imaju dobre izgleda za postizanje 100% dekarbonizacije [3]. Zapravo bi cijelo čovječanstvo trebalo imati pristup pristupačnoj i održivoj energiji. To je svakako jedan od glavnih ciljeva Europske Unije. No, taj cilj moguće je postići jedino transformacijom energetskektog sustava. Takav sustav označava da se energija učinkovito koristi u svim gospodarskim sektorima, tehnologije s niskom emisijom ugljika proizvodile bi električnu energiju zajedno s grijanjem i hlađenjem za domove i industrije, a obnovljiva goriva koristila bi se u transportu kao alternativa tekućim ugljikovodicima [4]. Kao što je već

spomenuto, Europa koristi polovicu svoje energije za potrebe grijanja i hlađenja. Većina toplinske energije koristi se u zgradarstvu i industriji (slika 1).



**Slika 1. Ukupna finalna potrošnja energije [5]**

Podaci iz gornjeg dijagrama su iz 2015. godine. Očekivalo se da će se povećati udio potrošnje energije za hlađenje, a ona je u 2018. godini iznosila 3,8% ukupne potrošnje energije. Jasno je da se dekarbonizacija europskog energetskeg sustava bazira na uspješnoj dekarbonizaciji procesa grijanja. Naravno, ne bi trebalo zanemariti hlađenje jer se procjenjuje kako će se potrebe za hlađenjem u budućnosti značajno povećati. Potrebno je, dakle, koristiti sustave za procese grijanja i hlađenja koji se temelje na obnovljivoj ili otpadnoj energiji [3].

### 1.1. Izvori topline za dizalice topline

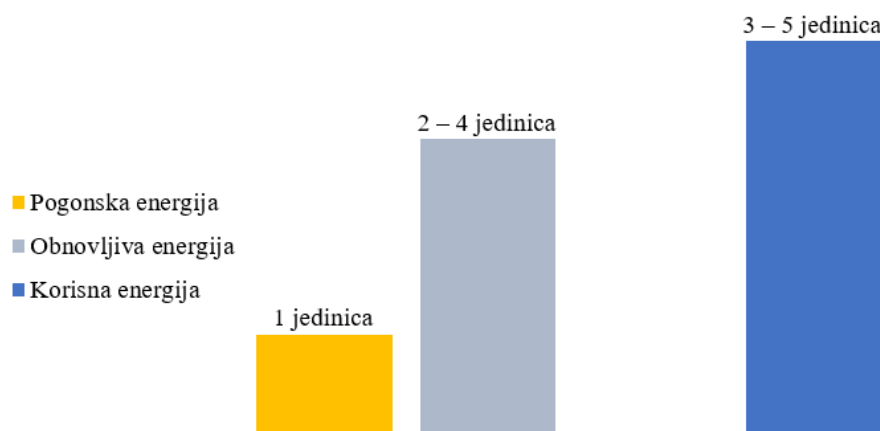
Izvor energije smatra se obnovljivim ako se izdašnost tog izvora ne smanjuje tijekom određenog vremena, odnosno ako je prirast raspoložive energije veći ili barem jednak njenoj potrošnji tijekom istog vremenskog razdoblja [6]. Sunce je najveći obnovljivi izvor energije na Zemlji. Ta energija se pretvara u druge oblike obnovljive energije kao što je: energija vjetra i valova, hidroenergija, biomasa i sl [7]. Obnovljivi izvor energije koji nije uključen u samu definiciju obnovljivog izvora energije je toplina iz okoline. Ovdje se ubraja i geotermalna energija kao i energija zraka i vode. Radi se, dakle, o neizravnom korištenju energije iz spomenutih izvora u svrhu grijanja i hlađenja. Korištenjem dizalice topline može se ova energija iz okoliša djelomično iskoristiti da bi postigli temperaturu radne tvari potrebnu za grijanje prostora ili pripremu tople vode. Vrijedno je spomenuti da se ne radi samo o toplinskom izvoru, nego i o toplinskom ponoru. U tom slučaju imamo proces vraćanja topline



u okoliš, odnosno proces hlađenja [8]. Svojstva toplinskog izvora su iznimno značajna za dizalicu topline. Već je spomenuto da se voda (podzemna, jezerska, morska i riječna) i zrak koriste kao toplinski spremnici i to kao niskotemperaturni. Odgovarajućom izvedbom procesa i postavkom njegovih komponenti, možemo koristiti i tlo kao toplinski spremnik. Sunce i otpadna toplina iz određenih procesa također su mogući toplinski izvor. Slijedi nekoliko važnih zahtjeva za izvor topline kako bi osigurali ekonomičan rad dizalice topline:

- potrebna količina topline (na što višoj temperaturi) mora biti osigurana iz toplinskog izvora u svako doba dana
- uložena energija za prijenos topline od izvora do isparivača treba biti što manja
- troškovi priključenja toplinskog izvora na dizalicu topline trebaju biti što niži [6]

Kod kompresijskih uređaja za pokretanje kompresora i pumpi koristi se električna energija. Postoje i apsorpcijske dizalice topline koje koriste toplinsku energiju kao pogonsku energiju za rad. Ovdje je bitno naglasiti da je iznos pogonske energije za ove uređaje razmjerno mali u odnosu na korisnu energiju. Može se slikovito prikazati kako npr. u režimu grijanja dovođenjem jedne jedinice pogonske energije dobivamo 3 – 5 jedinica korisne toplinske energije (slika 2).



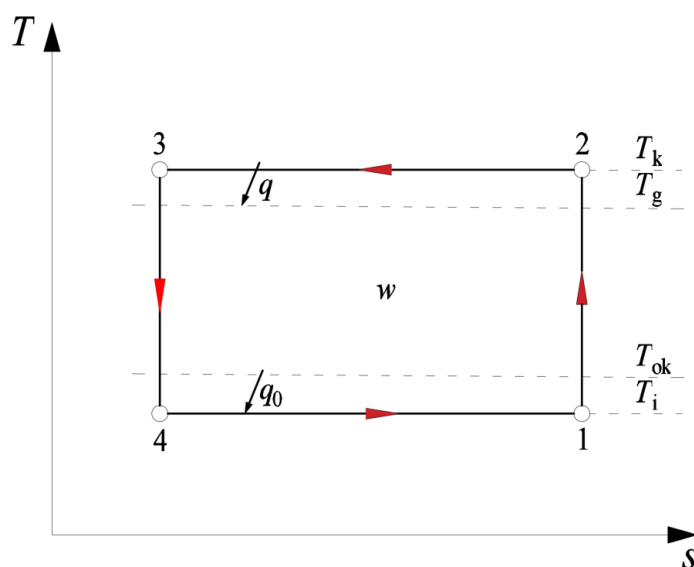
**Slika 2. Generiranje energije kod dizalice topline [3]**

Većinu generirane energije dobiveno je neposredno iz okoline – prijenosom energije od zraka, vode, Sunca, tla ili pomoću otpadne topline različitih industrijskih procesa i sl. Jasno se vidi kako korištenje ovakvih uređaja direktno utječe na smanjenje korištenja fosilnih goriva i povezane emisije štetnih tvari za okoliš [3].

## 2. DIZALICE TOPLINE

Francuski fizičar Nicolas Léonard Sadi Carnot bio je prvi koji je uspostavio precizan odnos između topline i rada. Dokazao je kako se mehanička energija može u potpunosti pretvoriti u toplinsku, no, obrnuto samo djelomično, odnosno ne može se sva toplinska pretvoriti u mehaničku energiju [9]. Ljevokretni kružni procesi su temeljni procesi za rad dizalice topline i s njima se uz korištenu snagu može prenositi toplinski tok s neke niže na neku višu temperaturu. Tako postoje: rashladni procesi, ogrjevni procesi (dizalica topline) i ogrjevno-rashladni ljevokretni kružni procesi.

Kružni proces se općenito sastoji od većeg ili manjeg broja različitih promjena stanja. Kod svakog kružnog procesa mora postojati izmjena toplinskog toka. To znači da nije moguće izvesti kružni proces samo s adijabatskim promjenama stanja. Ovdje je vrijedno spomenuti Carnotov kružni proces koji je sastavljen od dvije izoterme i dvije adijabate. Budući da je kod ovako vođenog procesa  $T_o > T_i$  i  $T_{ok} < T_k$ , takav proces se naziva realnim ljevokretnim Carnotovim procesom i prikazan je na slici 3.



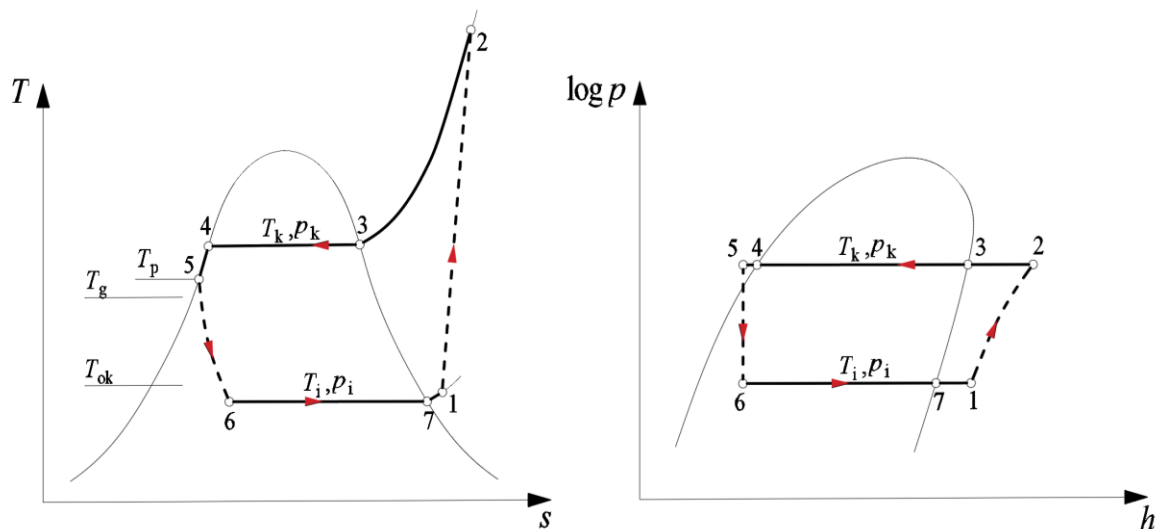
Slika 3. Carnotov proces grijanja u T-s dijagramu (prema [10])

## 2.1. Faktor grijanja

Za svaki kružni ljevokretni proces vrijedi da je dovedeni toplinski tok jednak zbroju utrošene snage i odvedenog toplinskog toka, odnosno vrijedi jednadžba:

$$\Phi = \Phi_0 + P \quad (1)$$

Pomoću privedene snage  $P$  ostvaruje se grijanje na temperaturu višu od temperature okoliša. Zato je važno znati vrijednost snage koju je potrebno utrošiti u ogrjevnom procesu da se prenese toplinski tok  $\Phi_0$  s niže na višu temperaturu, odnosno da se ostvari potrebni ogrjevni učin  $\Phi$ . Kod takvog uređaja toplinski tok  $\Phi_0$  ( $\Phi_{ok}$ ) se dovodi mediju pri okolišnoj temperaturi  $T_{ok}$ , a toplinski tok  $\Phi$  se odvodi pri nekoj višoj temperaturi  $T_g$  i tako se predaje npr. industrijskom procesu koji treba toplinu, prostoriji koju treba grijati i sl. Ovakav uređaj se naziva dizalica topline. U stvarnosti se ovaj proces izvodi unutar zasićenog područja. U odnosu na spomenuti Carnotov proces, uvodi se prigušni ventil te se kapljevina pothlađuje nakon kondenzacije a para pregrijava nakon isparavanja. Slika 4 kvalitativno prikazuje jedan ovakav realan proces.



Slika 4. Dijagrami ogrjevnog procesa s pregrijavanjem pare i pothlađivanjem kapljevine (prema [10])

Dakle, u stvarnosti nije moguće izvesti ljevokretni kružni proces s povratnim promjenama stanja. Prema tome, prethodno spomenuti Carnotov proces služi kao etalon za naše realne procese s dizalicama topline [10].

Definirajući bitne polazne fizikalne veličine, može se definirati i odnos među njima. Tako se za Carnotov i za sve potpuno povratne ogrjevne procese može definirati faktor grijanja  $\varepsilon_{CG}$ :

$$\varepsilon_{Cg} = \frac{\Phi}{P} = \frac{\Phi}{\Phi - \Phi_{ok}} = \frac{T_g}{T_g - T_{ok}} \quad (2)$$

Iz jednadžbe (2) se može zaključiti da će primjena dizalice topline biti to ekonomičnija što je viša temperatura izvora topline  $T_{ok}$ , a temperatura grijanog tijela (toplinskog ponora)  $T_g$  to manja. Manja razlika u nazivniku  $T_g - T_{ok}$  znači i manja potrebna snaga kompresije  $P$  te je time faktor  $\varepsilon_{Cg}$  veći. Za sve realne ogrjevne procese valjanost procesa će se ocjenjivati faktorom grijanja  $\varepsilon_{gr}$  (*COP*, engl. *Coefficiente Of Performance*), a računa se kao omjer toplinskog učina na kondenzatoru i privedene snage na kompresoru:

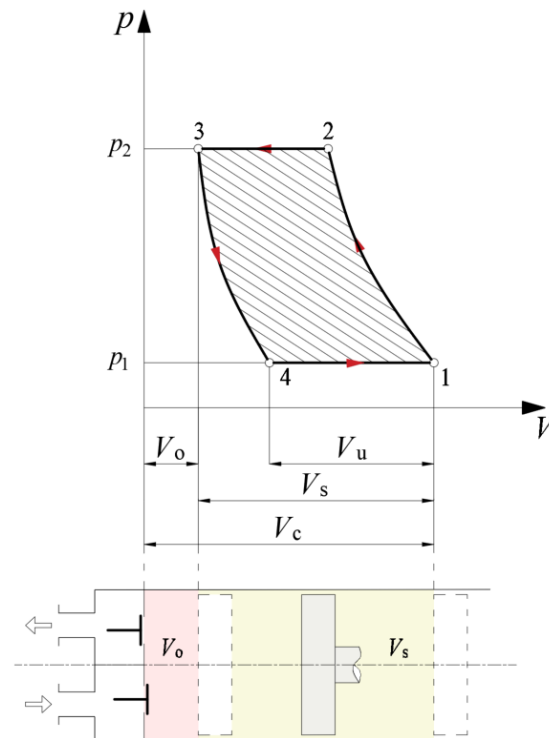
$$\varepsilon_{gr} (COP) = \frac{\Phi_{kond}}{P_{EL}} \quad (3)$$

## 2.2. Višekratna kompresija

Bitnu ulogu u provedbi ljevokretnog procesa imaju kompresori. Realna svojstva kompresora odražavaju se na njegovu dobavu koja je uvijek manja od teorijski maksimalno moguće. Razlika između teorijski maksimalno moguće usisane mase pare i stvarno dobavljene mase pare predstavlja volumetrijski gubitak. Recipročna vrijednost omjera tih masa je volumetrijski stupanj djelovanja kompresora  $\lambda$  a može se prikazati i kao omjer volumena usisne dobave  $V_u$  i stapajnog volumena  $V_s$ :

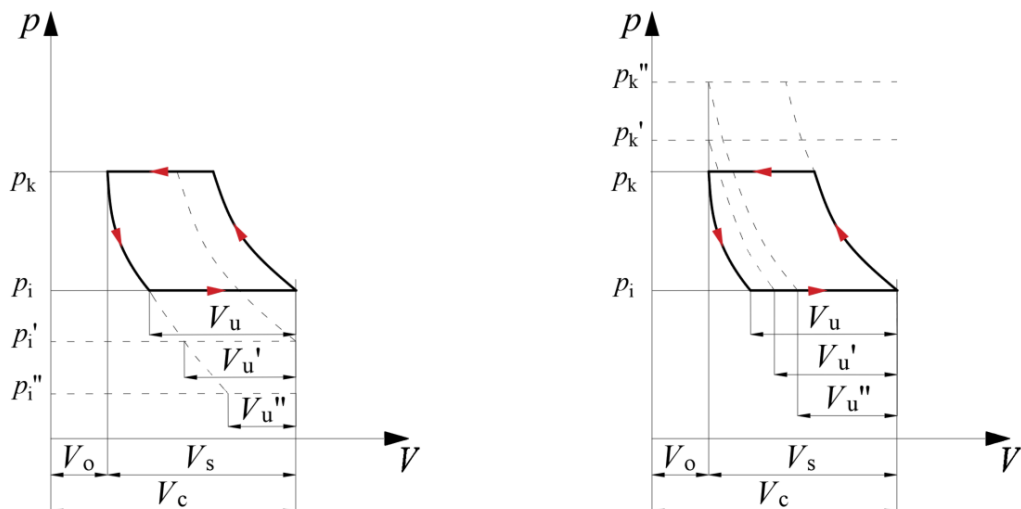
$$\lambda = \frac{V_u}{V_s} \quad (4)$$

Ukoliko se promatra stapni kompresor, u gornjoj mrtvoj točki (GMT) stap mora biti udaljen od ventila, a taj dio prostora se naziva štetni prostor  $V_o$  unutar volumena cilindra  $V_c$ . Ukupni volumen štetnog prostora iznosi obično između 3 i 10% stapajnog volumena. Udio štetnog prostora završnih stupnjeva kompresije kod višestupanjskih kompresora može ponekad dosegnuti 15% i više. To se događa upravo kao posljedica razmjerno velikih samoradnih ventila s obzirom na cilindar. Utjecaj štetnog prostora na usisani volumen, odnosno na dobavljeni volumen kompresora  $V_u$  dobro prikazuje slika 5 [11].



Slika 5. Utjecaj postojanja štetnog prostora na dobavu kompresora (prema [11])

Kod dizalica topline tlakovi na dijagramu  $p_1$  i  $p_2$  zapravo predstavljaju tlak isparavanja i tlak kondenzacije, tj. vrijedi  $p_1 \cong p_i$  i  $p_2 \cong p_k$ . Ukoliko tijekom rada dođe do promjene tih tlakova, onda to ima direktan utjecaj na dobavu kompresora kako to prikazuje slika 6.



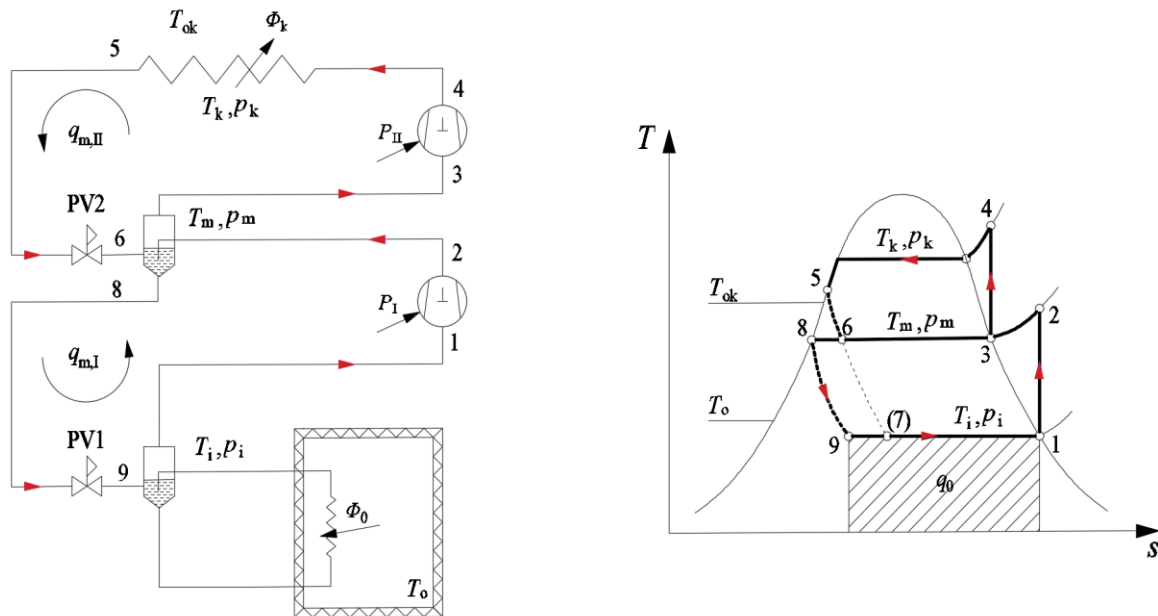
Slika 6. Utjecaj omjera kompresije na usisani volumen (prema [10])

Sa slike 6 jasno se vidi utjecaj povećanja omjera kompresije na usisnu moć kompresora. Pri povećanom omjeru kompresije kompresor će prilagoditi smanjenje dobave i obrnuto. Za zadani stapajni volumen  $V_s$  i volumen štetnog prostora  $V_0$  usisani volumen iznosi  $V_u$ . Povećanjem

omjera kompresije, npr. da se tlak isparavanja snizi na  $p_i'$  ili  $p_i''$ , usisani volumen pada na  $V_0'$ , odnosno  $V_0''$ . Daljnje sniženje tlaka isparavanja konačno dovodi do potpunog izostanka usisavanja. Isto se događa ukoliko se tlak kondenzacije povisi na  $p_k'$ , odnosno  $p_k''$ . Dakle, postoji granični omjer kompresije pri kojem će kompresor odgovoriti obustavom dobave. Prilagodba rada kompresora pri promjeni omjera kompresije vrši se samoregulacijom. No, zbog postojanja graničnog omjera kompresije pri kojem iščezava dobava, kompresor ne može svladati više omjere kompresije. Veći kompresijski omjeri su redovita pojava kod visokotemperaturnih dizalica topline. U ovom slučaju se provodi stupnjevana kompresija koja se u načelu postiže serijskim povezivanjem kompresora. To se, naravno, može izvesti i u zajedničkom stroju – višestupanjskom kompresoru, serijskim povezivanjem pojedinačnih cilindara ili skupina paralelno vezanih cilindara [11].

### 2.2.1. Dvostupanjska kompresija

Stupnjevanom kompresijom mogu se svladati visoki omjeri kompresije, a i ukupni volumetrijski stupanj djelovanja pojedinih stupnjeva komprimiranja održava se u ekonomski zadovoljavajućem području vrijednosti ( $\lambda \geq 0,6$ ) [11]. Dizalice topline obično pokrivaju raspon temperature 50 – 70 °C. Kod industrijske primjene pojavljuju se veće temperaturne razlike između izvora i ponora topline. U tom slučaju koristi se stupnjevana kompresija, a obično je to kompresija u dva stupnja. Radi se, dakle, o kombinaciji dva kompresora koji podižu nisku temperaturu radne tvari na korisnu, visoku temperaturu, pri čemu je ovdje temperaturni raspon oko 70 °C [3]. Jedan ovakav proces, zajedno s ostalim elementima i pripadajućim  $T$ - $s$  dijagramom shematski prikazuje slika 7.



**Slika 7. Rashladni uređaj s dvostupanjskom kompresijom, dvostupanjskim prigušivanjem i međuhladačkom te pripadajući  $T$ - $s$  dijagram procesa (prema [10])**

Kod ovakvog procesa međutlak  $p_m$  računa se po kriteriju minimalnog utroška rada za kompresiju, uz uvjet da se međuhladačenje obavlja na temperaturu usisa u drugi stupanj komprimiranja. Zato se tlak  $p_m$  zove optimalni međutlak i računa prema izrazu (7) [10]:

$$p_m = \sqrt{p_i \cdot p_k} \quad (5)$$

Rashladni učinak  $\Phi_o$  definira se prema sljedećem izrazu:

$$\Phi_o = q_{m,I} (h_1 - h_9) \quad (6)$$

Vrijednost toplinskog toka koji se izmjenjuje na kondenzatoru iznosi:

$$\Phi_k = q_{m,II} (h_4 - h_5) \quad (7)$$

Privedene snage u I. i II. stupnju kompresije računaju se prema izrazima (10) i (11):

$$P_I = q_{m,I} (h_2 - h_1) \quad (8)$$

$$P_{II} = q_{m,II} (h_4 - h_3) \quad (9)$$

### 3. RADNE TVARI ZA PRIMJERNU U VISOKOTEMPERATURNIM DIZALICAMA TOPLINE

Radne tvari su iznimno bitne komponente dizalica topline. Njihove karakteristike bitno utječu na rad dizalice topline, količinu iskorištene obnovljive energije te generirani toplinski i rashladni učin. One mogu biti otrovne, zapaljive ili eksplozivne, a mogu djelovati i kao staklenički plinovi s određenim potencijalom globalnog zagrijavanja (GWP). Ovi problemi se ne pojavljuju ukoliko radna tvar ostaje unutar uređaja. Stoga je jako važno da konstrukcija ovih uređaja bude kvalitetna te da montažu uređaja kao i zamjenu radnih tvari izvode za to obučeni instalateri jer ispuštanje radne tvari u okoliš može imati negativan utjecaj na atmosferu. Tablica 1 prikazuje radne tvari koje bi se zbog svojih svojstava mogle koristiti kod visokotemperaturnih dizalica topline. No, zbog odgovarajućih ograničenja, neke od njih neće biti primjenjive, kako je to opisano u nastavku.

**Tablica 1. Pregled tipičnih radnih tvari kod ljevokretnih procesa i njihovih karakteristika [12]**

Grupa	Oznaka	ODP	GWP <sub>100</sub>	Klasa	T <sub>i</sub> [°C]	T <sub>kr</sub> [°C]	p <sub>kr</sub> [bar]
CFC	R113	1	6,130	A1	48	214,06	33,92
	R114	1	10	A1	3,5	145,68	32,57
HCFC	R21	0,04	151	B1	8,92	178,45	51,8
	R123	0,02	77	B1	27,6	183,68	36,62
	R141b	0,12	725	A2	32	204,2	42,5
HFC	R134a	0	1,430	A1	-26,30	101,06	40,59
	R152a	0	124	A2	-25,00	113,26	45,17
	R236cb	0	1,340	A1	-1,22	130,1	31,18
	R236ea	0	1,370	A1	6,5	139,29	35,02
	R245fa	0	1,030	B1	15	154,05	36,4
	R365mfc	0	794	A2	40	186,85	32,66
HCFO	R1233zd(E)	0	1	A1	19	166,5	3,62
	R1224yd(Z)	12	1	A1	14	156	33,3
HFO	R1234ze(E)	0	6	A2L	-19,00	109,51	36,34
	R1234ze(Z)	0	<10	A2L	9,8	150,1	35,3
	R1336mzz(E)	0	18	A1	7,5	137,7	31,5
	R1336mzz(Z)	0	2	A1	33,4	171,3	29
Prirodne radne tvari	R600	0	4	A3	0	152,01	37,96
	R600a	0	3	A3	-11,70	134,7	36,4
	R601	0	4	A3	36,1	196,56	33,58
	R601a	0	4	A3	27,7	187,78	33,78
	R717	0	0	B2L	-33,34	132,4	112,8
	R718	0	0,2	A1	100	373,95	220,6
	R744	0	1	A1	-78,00	31,04	73,8



Kod većine današnjih primijenjenih uređaja koriste se fluorirani ugljikovodici (engl. *hydrofluorocarbons*, HFC) ali teži se korištenju prirodnih radnih tvari, kako kod primjene u stambenim prostorima, tako i u industriji. Upotreba fluoriranih ugljikovodika u Europi regulirana je Uredbom (EU) br. 517/2014. Učinci na dostupnost i cijene ovih plinova već su danas vidljivi na tržištu. To je razlog potrage za alternativnim rješenjima i to je jedan od ključnih izazova u primjeni dizalica topline u industriji [3].

### 3.1. F-gas regulativa

Kao što je spomenuto, razvijene zemlje do 2050. godine trebaju smanjiti emisije stakleničkih plinova čime se ograničavaju globalne klimatske promjene na rast temperature od 2 °C kako bi se spriječili nepoželjni klimatski učinci. Ovaj cilj može se postići ograničavanjem emisija fluoriranih stakleničkih plinova kao i izbjegavanjem uporabe ovakvih plinova a korištenjem sigurnih i energetski učinkovitih zamjenskih tehnologija koje nemaju nikakav ili imaju manji utjecaj na klimu. Obzirom na dostupnost odgovarajućih zamjenskih rješenja za uporabu određenih fluoriranih stakleničkih plinova, zabranjeno je stavljati na tržište novu opremu za hlađenje i klimatizaciju koja sadrži ove tvari. Tako se najučinkovitije i najekonomičnije postupno smanjuje količina fluorouglikovodika na tržištu, odnosno smanjuje se emisija tih tvari. Iz ovih razloga donesena je Uredba (EU) br. 517/2014 Europskog parlamenta i vijeća. Slika 8 prikazuje ključne elemente ove Uredbe.



Slika 8. Glavni elementi F-gas uredbe [13]

Važno je držati se ograničenja i preporuka iz spomenute regulative, a to se posebno odnosi na izbor radnih tvari obzirom na njihov moguć štetan utjecaj na okoliš [13].

### 3.2. Primjenjivost radnih tvari pri višim temperaturama

Jako je zanimljivo područje iskorištavanja otpadne topline unutar industrije obzirom da se na svjetskoj razini procjenjuje da je dostupno 40% industrijske otpadne topline na temperaturama nižim od 100 °C, dok je preostali dio na temperaturama do 300 °C i više [14]. Iskorištavanje ove otpadne topline je od velikog značaja obzirom da se najveći dio industrijskih procesa provodi na srednje niskim temperaturama. Većina industrijskih procesa, kao što su duhanska i prehrambena industrija, zahtijevaju dovođenje topline na temperaturi ispod 400 °C, a oko 50% te topline je na temperaturi ispod 100 °C. Između 50% i 75% dovedene topline koju zahtijeva papirna i kemijska industrija je ispod 400 °C, dok je 25% ispod 100 °C. Zato je potrebno proučiti dizalice topline koje mogu iskoristiti i „nadograditi“ ovu otpadnu toplinu.

S visokotemperaturnim dizalicama topline danas se može dobiti izlazna temperatura ponora do 150 °C, što je dovoljno za neki proizvodni proces u prehrambenoj, papirnoj, kemijskoj, duhanskoj industriji. Odabir radne tvari za ovakav proces od iznimne je važnosti. Taj odabir je ograničen obzirom da s visokom temperaturom postoje određena ograničenja (kompresijski omjer, vrijednost kritične temperature, zapaljivost i sl.), a potrebno je ostvariti visoku učinkovitost i veliki iznos volumnog protoka fluida [15]. Kod parno-kompresijskih procesa, najvažnije ograničenje koje se veže na tehnologiju visokotemperaturnih dizalica topline predstavlja vrijednost temperature i tlaka na ulazu i izlazu kompresora. Ovo ograničenje bitno utječe na odabir radne tvari za primjenu na visokim temperaturama. Drugi bitni faktori vezani su na toplinsku stabilnost ulja za podmazivanje, fizikalna svojstva radne tvari, ponašanje ekspanzijskog ventila na visokim temperaturama, stabilnost materijala kompresora i sl. [12].

Baza podataka *CoolProp* sadrži termofizikalna svojstva radnih tvari koje je moguće koristiti kod procesa s visokotemperaturnim dizalicama topline. Kako bi se smanjila količina radnih tvari koje je potrebno promatrati, potrebno je ograničiti analizu na realan skup fluida. Dobro je da kritična temperatura  $T_{kr}$  ne bude niža od 125 °C, a da tlak zasićenja pri temperaturi 40 °C bude viši od 0,05 bar. Prvo ograničenje jamči da se procesi s odabranim radnim tvarima mogu provoditi pri višim temperaturama. Drugim ograničenjem se isključuju one radne tvari koje bi na isparivaču imale iznimno niske tlakove [15].

Vodeći računa o okolišu i spomenutoj F-gas regulativi, vrijednost GWP-a ne smije prelaziti 2500, a od 1. siječnja 2022. ta vrijednost mora biti niža od 150. Time se smanjuje broj radnih tvari koje se može koristiti za ove potrebe [13].

Nadalje, zapaljivost predstavlja važno svojstvo pri odabiru radnih tvari. Zbog potencijalnog istjecanja tvari u kombinaciji s visokom temperaturom postignutom tijekom rada dizalice topline, može doći do opasnosti od samozapaljenja. Ako se uzme u obzir da je najviša ostvariva izlazna temperatura ponora topline 150 °C, neke radne tvari na izlazu iz kompresora dostižu značajno veće temperature od 150 °C. To se događa zbog karakterističnog oblika krivulje zasićenja tih tvari zbog čega se pojavljuje mogućnost visokog stupnja pregrijavanja. Takve tvari su npr. etanol i metanol. U [15] se preporučuje da najniža temperatura samozapaljenja ne bude niža od 250 °C.

Što se tiče kemijske stabilnosti, prema NFPA 704 standardu sve tvari koje imaju ocjenu 1 ili više spadaju u skupinu nestabilnih radnih tvari. Takve radne tvari nije potrebno ni promatrati obzirom na njihovu neprimjenjivost.

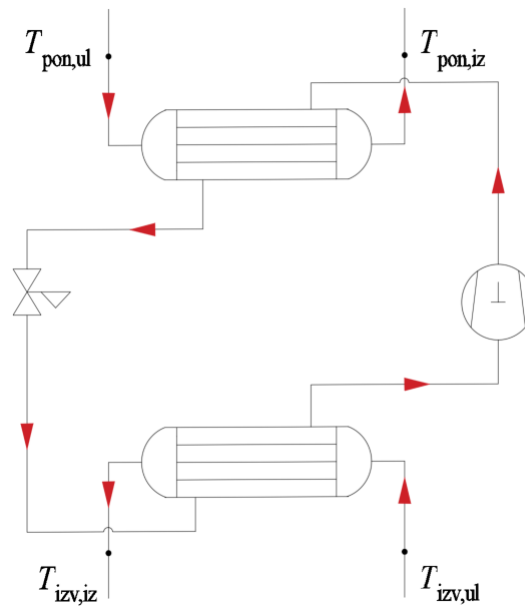
Drugi parametar koji se gleda prema NFPA standardu je utjecaj na zdravlje. Slično kao i sa zapaljivošću i kemijskom stabilnošću, postoje potencijalni rizici korištenjem toksičnih fluida kao što je npr. amonijak. Tako npr. amonijak ima najveću ocjenu (3) obzirom na zdravstvenu opasnost, a česta je njegova primjena kod ljevokretnih procesa zbog povoljnih fizikalnih svojstava. Kod korištenja takvih radnih tvari važno je voditi računa o mjestu primjene zbog njihove otrovnosti [15].

U jednadžbi (5) definiran je način računanja faktora grijanja (*COP*). Ta vrijednost karakterizira radne uvjete kompresijske dizalice topline. Jednadžbu (5) se može preoblikovati na način da se uzme u obzir da je odvedeni toplinski tok na kondenzatoru jednak zbroju utrošene snage na kompresoru i dovedenog toplinskog toka na isparivaču kako je to definirano u jednadžbi (1). Povezujući izraze (1) i (5) dobije se ovisnost toplinskih tokova prema sljedećoj jednadžbi:

$$\Phi_{\text{kond}} = \frac{COP}{COP - 1} \cdot \Phi_0 \quad (10)$$

Ovdje  $\Phi_0$  predstavlja toplinski tok izmijenjen na isparivaču, odnosno otpadnu toplinu dovedenu od nekog procesa (od izvora topline). Ta toplina predaje se radnoj tvari dizalice topline preko fluida koji ulazi u isparivač pri temperaturi  $T_{\text{izv,ul}}$  i hladi se na temperaturu  $T_{\text{izv,iz}}$ . Slično se događa i na kondenzatoru, toplinskom ponoru, gdje fluid kojem se predaje toplina ulazi u kondenzator s temperaturom  $T_{\text{pon,ul}}$  i grije se na temperaturu  $T_{\text{pon,iz}}$ . Ako su temperaturne razlike ponora/izvora topline na ovim izmjenjivačima  $\Delta T_{\text{izv}} = T_{\text{izv,ul}} - T_{\text{izv,iz}}$  i

$\Delta T_{\text{pon}} = T_{\text{pon,iz}} - T_{\text{pon,ul}}$  fiksne, onda su radni uvjeti dizalice topline jedinstveno određeni temperaturama  $T_{\text{izv,ul}}$  i  $T_{\text{pon,iz}}$ . Drugim riječima, radni uvjeti visokotemperaturne dizalice topline određeni su temperaturom na kojoj se nalazi otpadna toplina na ulazu u isparivač ( $T_{\text{izv,ul}}$ ) i temperaturom na koju se ugrije fluid prolaskom kroz kondenzator ( $T_{\text{pon,iz}}$ ). Ovakav proces je slikovito prikazan na slici 9.



**Slika 9. Shematski prikaz parno-kompresijskog procesa s pripadajućim temperaturama izvora i ponora topline**

Nejednake temperaturne razlike izvora i ponora topline  $\Delta T_{\text{izv}}$  i  $\Delta T_{\text{pon}}$  utječu na ostale parametre procesa. Zapravo, veća temperaturna razlika ponora topline označava i povećanje  $COP$ -a obzirom da dolazi do pothlađivanja radne tvari dizalice topline. Nasuprot tome, veća razlika temperatura izvora topline, uzimajući u obzir da je ulazna temperatura u isparivač  $T_{\text{izv,ul}}$  nepromijenjena, uzrokuje manji  $COP$  jer temperatura isparavanja mora biti niža, kako je to opisano u poglavlju 2.1. Važno je spomenuti kako temperatura na izlazu iz kompresora mora biti što je manja moguća. To ograničenje se postavlja da se izbjegne toplinsko raspadanje maziva kompresora.

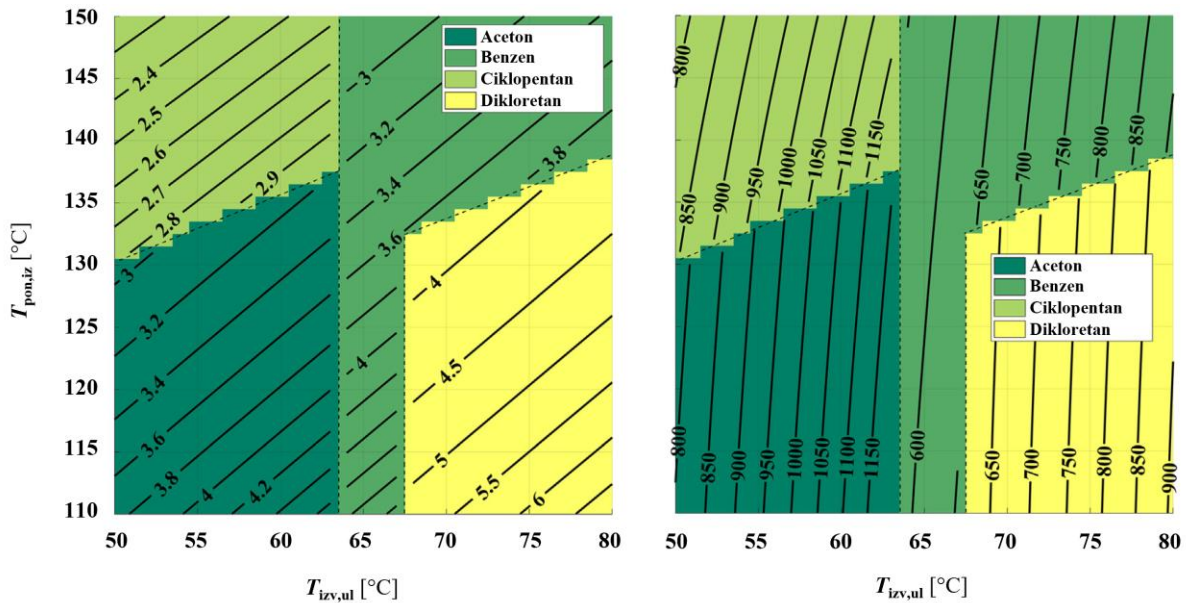
U [15] je provedena analiza s 27 radnih tvari iz priloga B pri čemu je uzeto u obzir sljedeće:

- Jednaka razlika temperatura između ulaza i izlaza izvora/ponora topline:  
 $\Delta T_{izv} = \Delta T_{pon} = 10 \text{ K}$
- Razlika temperatura između radne tvari i izvora/ponora topline na izmjenjivačima je jednaka i iznosi  $\Delta T_{isp} = \Delta T_{kon} = 5 \text{ K}$
- Izentropski stupanj djelovanja kompresora je 0,7
- Pothlađivanje i pregrijavanje radne tvari na izlazu kondenzatora, odnosno isparivača, nisu uzeti u obzir

Također, maksimalno dopuštena temperatura tijekom analize ograničila se na 180 °C. Korišten je centrifugalni kompresor obzirom na velike volumne protoke, a broj stupnjeva kompresije ograničen je na 4. Pripadajući dijagrami za određene radne tvari nalaze se u prilogu A u kojem su izdvojene prve četiri radne tvari koje ne zadovoljavaju postavljene uvjete obzirom na parametar koji se promatra te druge četiri koje pokazuju prihvatljivo ponašanje tijekom procesa. Vrijedno je prikazati usporedbu radnih tvari iz priloga B i na temelju ostvarene *COP* vrijednosti u ovisnosti o temperaturama  $T_{izv,ul}$  i  $T_{pon,iz}$ . Ako se u izrazu (12) pretpostavi fiksna vrijednost  $\Phi_0$ , slijedi da se izmijenjeni toplinski tok na kondenzatoru  $\Phi_{kond}$  za određenu kombinaciju temperatura može izračunati pomoću *COP* vrijednosti. Najučinkovitiji proces je onaj koji ima najveći iznos *COP*-a. Takav proces ne znači da je korištena najbolja radna tvar iz priloga B. Izbor radne tvari potrebno je gledati i s ekonomskog gledišta obzirom na cijenu kompresora koji se koristi u parno-kompresijskom procesu, radne tvari, izmjenjivača itd. Ovdje je dobro definirati vrijednost specifičnog toplinskog učina :

$$q_{kond,v} = \frac{\Phi_{kond}}{\dot{V}_u} \quad (11)$$

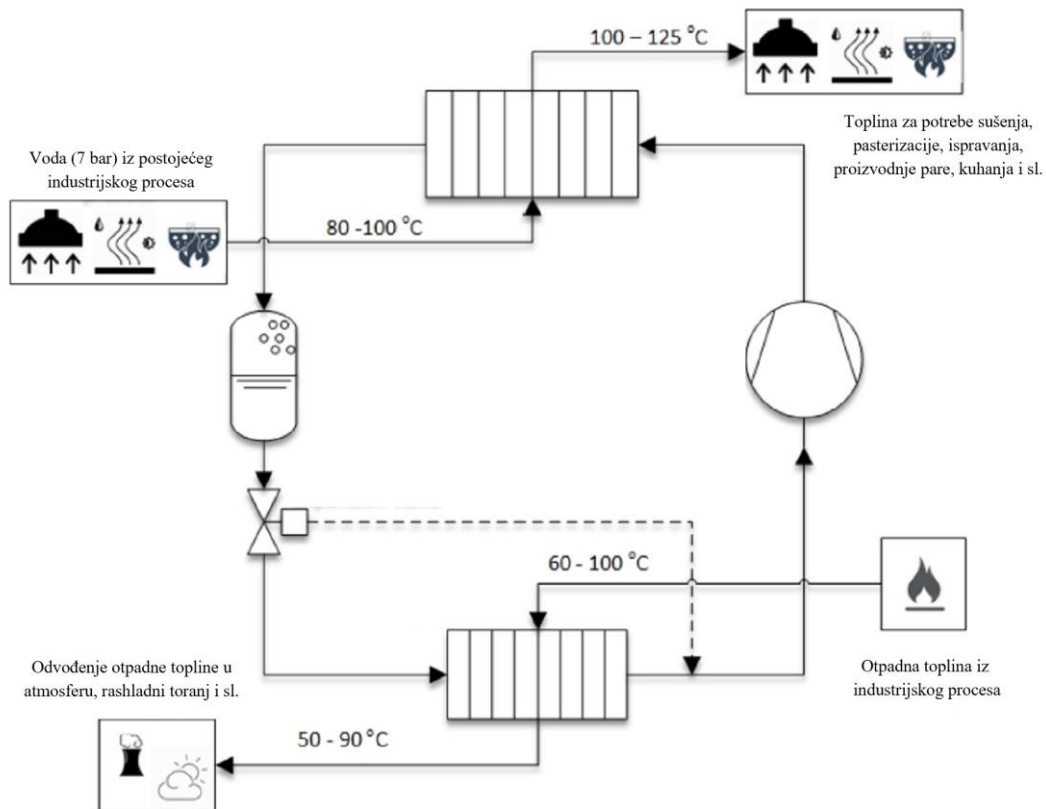
gdje veličina  $\dot{V}_u$  predstavlja usisni volumen kompresora. Vrijednost  $q_{kond,v}$  se može shvatiti kao ekonomski parametar koji pokazuje veličinu kompresora. Tako se može reći za određenu kombinaciju temperatura  $T_{izv,ul}$  i  $T_{pon,iz}$  veća vrijednost  $q_{kond,v}$  označava manji, odnosno jeftiniji kompresor. Definirajući *COP* i  $q_{kond,v}$  kao relevantne parametre za usporedbu radnih tvari, može se zaključiti da je potrebno pronaći optimalni odnos između tih dviju vrijednosti obzirom da radne tvari s većom *COP* vrijednošću imaju manji  $q_{kond,v}$ . Odnosno, potrebno je zadovoljiti kompromis između efikasnosti procesa i nižih početnih troškova. Radne tvari iz priloga B s najvećim *COP* vrijednostima i pripadajućim iznosima  $q_{kond,v}$  prikazuje slika 10.



**Slika 10. Najučinkovitije radne tvari iz priloga B s pripadajućim  $COP$  (lijevo) i  $q_{kond,v}$  vrijednostima (desno) [15]**

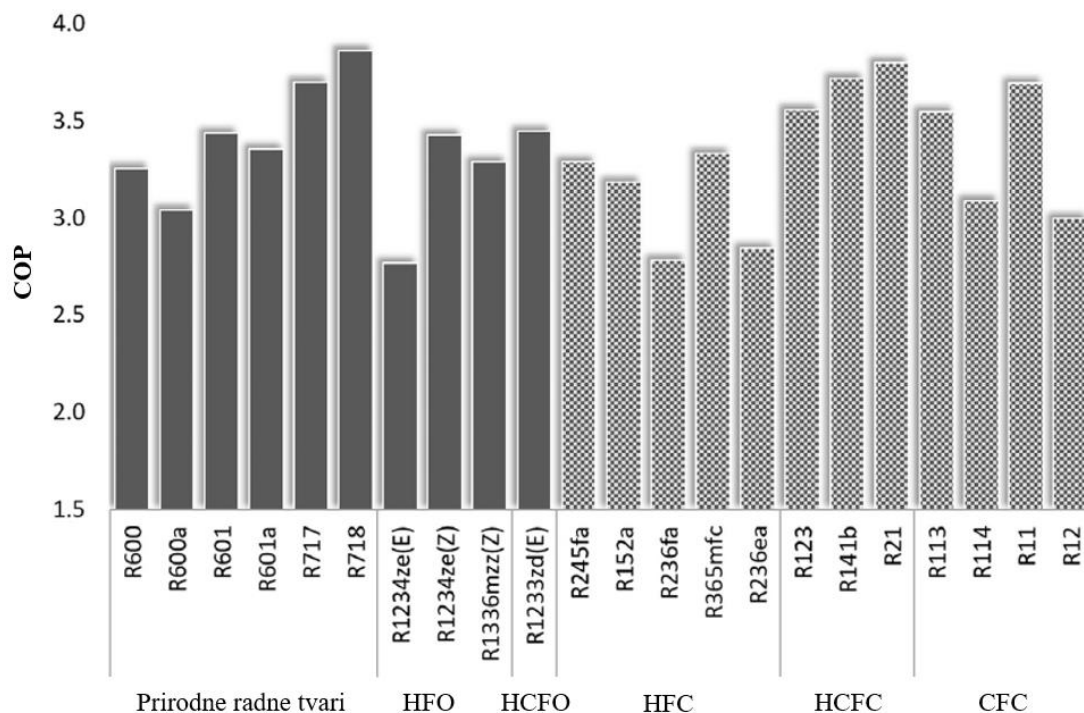
Gornja slika pokazuje da je za kombinaciju veće temperature  $T_{izv,ul}$  i niže temperature  $T_{pon,iz}$  dikloretan najbolji izbor. Za isti raspon temperatura izvora, a za veće iznose izlazne temperature ponora može se koristiti benzen. Gledajući lijevi dio dijagrama gdje su niže vrijednosti  $T_{izv,ul}$  i  $T_{pon,iz}$ , aceton se pokazuje kao optimalni odabir. Za veće vrijednosti temperature ponora mogao bi se koristiti ciklopentan. Na slici 10 desno nalaze se vrijednosti  $q_{kond,v}$  za iste radne tvari sa slike lijevo. Te vrijednosti su mnogo niže od onih koji se pojavljuju u praksi (3000 – 6000 kJ/m<sup>3</sup>). Za neke radne tvari vrijednost  $q_{kond,v}$  je ispod 1000 kJ/m<sup>3</sup> što je neka praktična granična vrijednost. Takve niže vrijednosti ne predstavljaju izravno tehničko ograničenje jer je npr. dovoljno koristiti više kompresora kako bi se ostvarile veći iznosi  $q_{kond,v}$  i to je uobičajena praksa kod komercijalnih sustava [15].

Slična teorijska analiza provedena je i u [12]. Toplinski ponor je voda pri tlaku 7 bar, a dolazi iz industrijskog procesa. Temperatura toplinskog ponora na ulazu u kondenzator je 80 – 100 °C, dok je na izlazu 100 – 125 °C. Toplinski izvor je voda iz postojećeg industrijskog procesa koja na ulazu u isparivač ima temperaturu 60 – 100 °C. Temperaturna ograničenja su postavljena na ulazu u kompresor (maksimalno 80 °C) i na izlazu kompresora (maksimalno 140 °C). Iznos toplinskog učina je 20 kW. Shemu ovoga procesa prikazuje kvalitativno slika 11.



Slika 11. Pojednostavljena shema procesa s visokotemperaturnom dizalicom topline [12]

Za odabir odgovarajuće radne tvari promatrani su sljedeći parametri: *COP*, količina radne tvari (punjenje), veličina kompresora, kompresijski omjer i specifični toplinski učin. Obzirom na negativni učinak na okoliš, radne tvari s velikim iznosom ODP i GWP broja nisu primjenjive. Slika 12 prikazuje kako prirodne radne tvari R717 i R718 imaju značajno veći *COP* u usporedbi s R21, R141b i R11. Amonijak (R717) je često korištena tvar u industriji za potrebe hlađenja i grijanja do 90 °C. Za izlazne temperature ponora veće od 100 °C tlak na izlazu iz kompresora je oko 60 bar. Ovisno o broju stupnjeva kompresije, temperatura amonijaka na izlazu iz kompresora ne bi smjela biti veća od 190 °C. Komercijalno dostupni kompresori projektirani su za tlakove ispod 60 bar te temperature ispod 190 °C na izlazu kompresora. Voda (R718) ima dobra svojstva, no izvedba visokotemperaturne dizalice topline je u tom slučaju još uvijek ograničena. Radne tvari R744 i R134a nisu prikazane na dijagramu sa slike 12 zbog svoje niske kritične temperature u odnosu na zahtijevanu izlaznu temperaturu toplinskog ponora.



Slika 12. Vrijednosti parametra  $COP$  za pojedine radne tvari [12]

Može se zaključiti da su primjenjive prirodne radne tvari, sintetičke radne tvari s niskim globalnim potencijalom za zagrijavanje ili druge radne tvari koje nisu regulirane protokolom. Tablica 2 prikazuje radne tvari koje je moguće primijeniti pri visokim temperatura zajedno s njihovim parametrima u specifičnim točkama procesa, pri čemu je temperatura kompresora na ulazu definirana oznakom  $T_{k,ul}$ , odnosno  $T_{k,iz}$  na izlazu. Visokotemperaturna dizalica topline je toplinskog učina 20 kW. Dovedena otpadna na ulaz isparivača ima temperaturu 60 °C, a temperaturni režim toplinskog ponora na kondenzatoru je 80/100 °C [12].

Tablica 2. Radni parametri kod procesa s visokotemperaturnom dizalicom topline [12]

Radna tvar	$T_{k,ul}$ [°C]	$T_{k,iz}$ [°C]	$p_{k,ul}$ [bar]	$p_{k,iz}$ [bar]	$p_{k,iz}/p_{k,ul}$	$COP$	$q_{kond,v}$ [kJ/m <sup>3</sup> ]
R600	52,4	112,9	4	16,7	4,1	3,3	799
R600a	52,9	112,7	5,7	21,6	3,8	3	1035
R601	56,3	111,6	1,2	6,6	5,5	3,4	294,7
R601a	56,3	110	1,6	8	5,1	3,4	365
R717	51,7	194,5	16,3	61,6	3,8	3,7	3550,7
R718	51,4	436,9	0,1	1	13,1	3,9	40,4
R1234ze(E)	53,6	117,7	8,4	31,5	3,7	2,8	1482,9
R1234ze(Z)	52,1	120,9	3,1	14,7	4,7	3,4	679,4
R1233zd(E)	52,1	117	2,3	11,5	5	3,4	525,5
R1336mzz(Z)	56,4	111,1	1,3	7,9	5,9	3,3	335



U [16] se mogu pronaći relativne prodajne cijene po kilogramu radne tvari u odnosu na CO<sub>2</sub>. Neke radne tvari još nisu dostupne na tržištu, nisu im poznate cijene ili su iznimno visoke. Poznate cijene su prikazane u tablici 3.

**Tablica 3. Relativne cijene za pojedine radne tvari [16]**

Radna tvar	Relativna cijena [-]
R134a	1,2
R245fa	6,6
R410a	2,9
R365mfc	8,9
R1233zd(E)	6,3
R1234ze(E)	5,6
R1234yf	13,8
R600	1,8
R600a	1
R601	4,9
R717	27
R718	5,6
R290	1,1

Pri odabiru radne tvari potrebno je, dakle, pogledati dostupnost određene tvari na tržištu kao i njezinu cijenu. Koliko je ekonomski dio utjecajan parametar pokazuje usporedba da je npr. radna tvar R1234yf (120 €/kg) 12 puta skuplja od R134a (10 €/kg) [16].

### 3.3. Primjenjivost prirodnih radnih tvari kod visokotemperaturnih dizalica topline

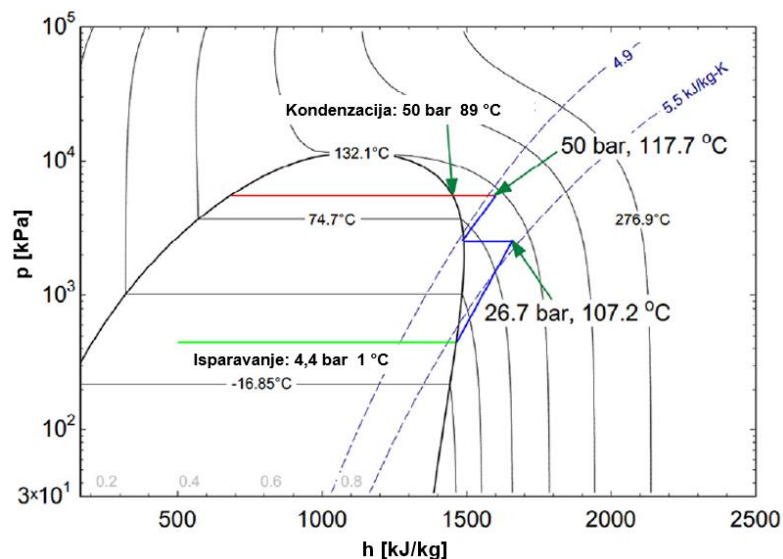
U cilju stvaranja ekološki prihvatljivih atmosferskih uvjeta dobro je pogledati mogućnosti korištenja visokotemperaturnih dizalica topline koje rade s prirodnim radnim tvarima. Kada se planira uvođenje visokotemperaturne dizalice topline u industrijski proces, važno je procijeniti način odvijanja procesa i radnu tvar. Između ostalog to znači vidjeti koliki je potencijal globalnog zagrijavanja radne tvari i moguće druge utjecaje na okoliš. U tom slučaju prirodne radne tvari imaju prednost u usporedbi sa sintetičkim. Tablica 4 pokazuje standardne prirodne radne tvari zajedno s njihovim svojstvima.

Tablica 4. Svojstva standardnih prirodnih radnih tvari [17]

Svojstvo	R290	R600	R600a	R601	R601a	R717	R718	R744
GWP <sub>100</sub>	3,3	4	3	4	4	0	0,2	1
Molarna masa [g·mol <sup>-1</sup> ]	44,1	58,1	58,1	72,1	72,1	17	18	44
T <sub>kr</sub> [°C]	96,7	152	134,7	196,6	187,8	132,4	373,9	31
p <sub>kr</sub> [bar]	42,48	37,96	36,40	33,58	33,78	112,8	220,6	73,8
T <sub>i</sub> (p <sub>atm</sub> ) [°C]	-42,1	0	-11,7	36,1	27,7	-33,3	100	-78

### 3.3.1. Amonijak

Amonijak (R717) se može naći u širokoj primjeni za grijanje i hlađenje, a gotovo da je nezamjenjiv u industrijskim postrojenjima. U prisustvu vlage amonijak je agresivan prema bakru, materijalu koji se najčešće koristi za freonske sustave. Također, gledajući sa stajališta zaštite okoliša, amonijak nema utjecaja na razgradnju ozona (ODP = 0) niti na efekt staklenika (GWP = 0) i kao takav je poželjna radna tvar [10]. Obzirom na druge tvari, amonijak ima značajno višu dopuštenu temperaturu na izlazu iz kompresora u odnosu na svoju temperaturu zasićenja. Ta visoka temperatura, podrazumijevajući sve ostale ispoštovane uvjete, može se iskoristiti za dobivanje izlazne temperature ponora topline od 90 °C ili više. Takav jedan primjer može se vidjeti u Norveškoj (Drammen) gdje je visokotemperaturna dizalica topline uz korištenje amonijaka kao radne tvari iskorištena za dobivanje tople vode za grad. Taj proces je kvalitativno prikazan na dijagramu na slici 13.



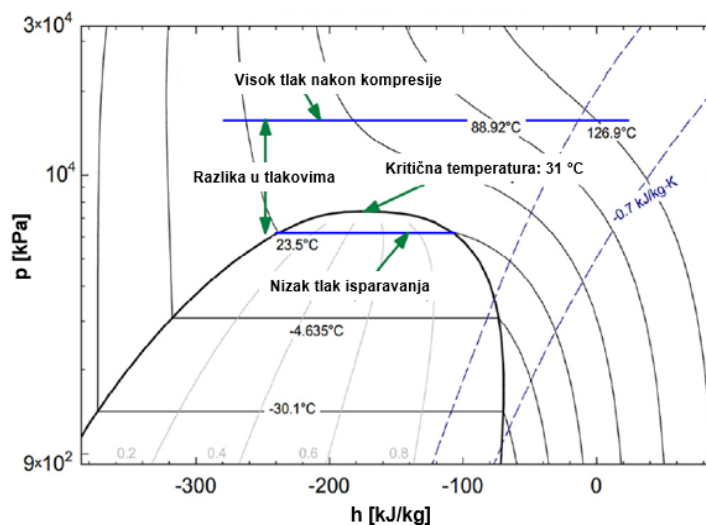
Slika 13. Primjer procesa s amonijakom kao radnom tvari uz specifične radne točke [17]

Dakle, s temperaturom kondenzacije nešto nižom od 90 °C te ugradnjom međuhladjaka i hlađenja kondenzatora može se dostavljati voda konačne temperature od 90 °C.

Obzirom na druge radne tvari, amonijak ima visoki iznos specifičnog toplinskog učina. No, za više temperature komercijalno dostupni kompresori nisu pogodni za korištenje zbog visoke temperature na izlazu iz kompresora. Posebne izvedbe NH<sub>3</sub> kompresora dozvoljavaju tlak do 76 bar i temperaturu do 110 °C [16]. Problem kod primjene amonijaka je već spomenuto agresivno ponašanje s bakrom u prisustvu vode. To ograničava odabir vrste materijala za amonijačne dizalice topline, iako tehnologija ide u tom smjeru. Nadalje, njegova otrovnost ograničava mu uporabu gdje postoji rizik od istjecanja. No, ovi problemi nisu specifični samo za visokotemperaturne dizalice topline, već i za primjenu pri nižim temperaturama [17].

### 3.3.2. Ugljični dioksid

Korištenje ugljičnog dioksida (R744) na visokim temperaturama za dobivanje izlazne temperature toplinskog ponora 90 – 120 °C ostvarivo je ukoliko se provodi transkritični proces s CO<sub>2</sub>. Razlog tome je niska kritična temperatura (31 °C) te visok kritični tlak (73,8 bar) ugljičnog dioksida. Smjer u kojem idu današnja istraživanja u primjeni CO<sub>2</sub> kod visokotemperaturnih dizalica topline je dobivanje više temperature na kraju kompresije kako bi se ostvarila veća izlazna temperatura ponora. Temperatura isparavanja uvijek mora biti ispod 31 °C bez obzira na temperaturu izvora topline. Nakon kompresije pojavljuje se velika razlika u tlakovima (čak i do 100 bar) kako je to simbolično prikazano na slici 12 [17].

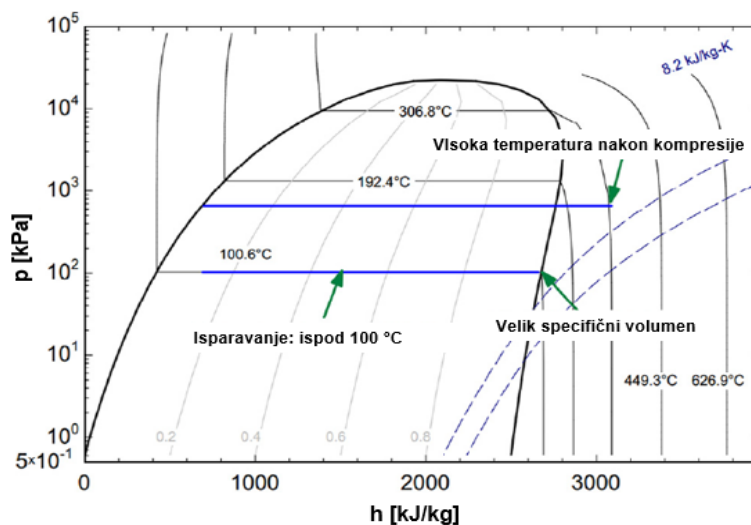


Slika 14. Specifične radne točke kod primjene ugljičnog dioksida na visokim temperaturama [17]

Dakle, CO<sub>2</sub> ima određenu perspektivu u primjeni kod visokotemperaturnih dizalica topline. Međutim, zbog pojave visokih tlakova, ograničena je njegova primjena. Dizalice topline s CO<sub>2</sub> kao radnom tvari uglavnom se koristi za manje jedinice. Korištenje ugljičnog dioksida kod visokotemperaturnih dizalica topline izvedivo je ukoliko se ulazna temperatura toplinskog ponora ne nalazi visoko iznad kritične temperature. Time korištenje ugljičnog dioksida može biti pogodno npr. za grijanje potrošne tople vode [16].

### 3.3.3. Voda

Voda (R718) je najsigurnija radna tvar za primjenu u dizalicama topline i u tehnici hlađenja obzirom na zapaljivost i otrovnost. Skoro pa je besplatna i gotovo svugdje dostupna, a može se primijeniti s većinom materijala koji se koriste za izradu komponenti procesa. Povoljna termodinamička svojstva, kao što su visoka kritična temperatura (373,9 °C) pri tlaku 220 bar, daju vodi izgleda u primjeni kod visokotemperaturnih dizalica topline. Temperatura isparavanja pri standardnim uvjetima je 100 °C i relativno je visoka. To znači da proces treba ići pri tlaku nižem od atmosferskog. Također, gustoća vodene pare je relativno mala u odnosu na druge radne tvari. Dakle, nužno je korištenje većih kompresora ili kompresora velikih brzina (turbokompresori). Slijedi da nestandardni atmosferski uvjeti i veliki maseni protok predstavljaju najveći izazov u primjeni vode za visokotemperaturne dizalice topline. Još je važno napomenuti da relativno visoka temperatura nakon kompresije ograničava izbor materijala za kompresor. Slika 15 prikazuje jedan takav proces.



Slika 15. Specifične radne točke kod primjene vode na visokim temperaturama [17]

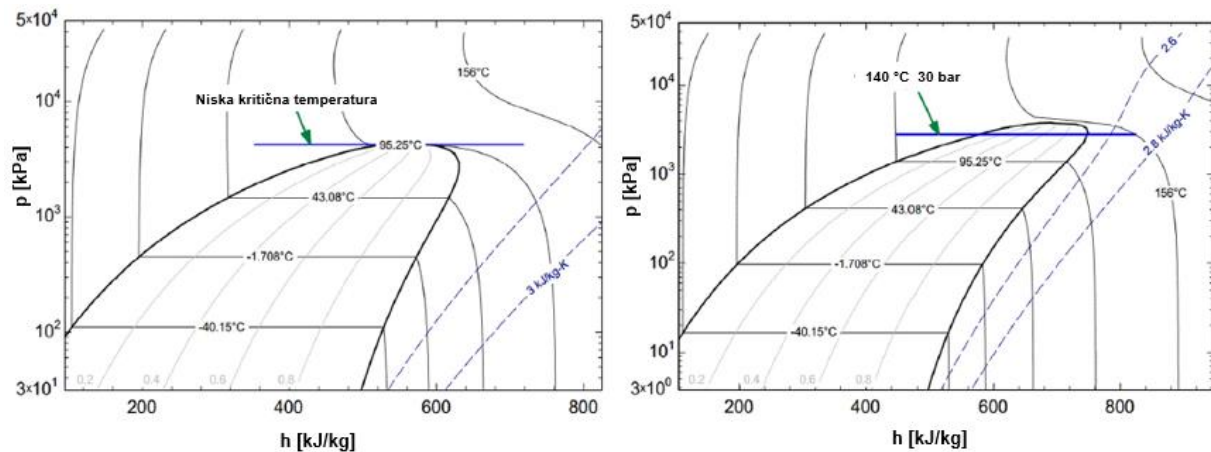
Do sada su provedena ispitivanja visokotemperaturne dizalice topline uz korištenje vode kao radne tvari, razvijen je centrifugalni kompresor za dobivanje izlaznih temperatura 90 – 110 °C, izrađen je prototip ogrjevnog učina 700 kW gdje je izlazna temperatura ponora topline 90 – 120 °C. Ide se u smjeru korištenja izvora topline na temperaturi 100 °C, kako bi se izbjegli tlakovi niži od atmosferskog te kompresora s visokim protokom kako bi se nadoknadila mala gustoća vodene pare [17].

### 3.3.4. Ostale prirodne radne tvari

Ugljikovodici postaju alternativne radne tvari zbog svog niskog utjecaja na okoliš kao i dobrih termodinamičkih svojstava. Neki od njih su propan (R290), butan (R600) i izobutan (R600a). Pri nižim temperaturama izvora topline, proces sa spomenutim radnim tvarima ide ispod atmosferskih uvjeta što povećava rizik od pojave zapaljive smjese zbog infiltracije zraka. Glavni izazov primjenom ovih radnih tvari je njihova zapaljivost. Dodatni izazov predstavlja vođenje procesa s navedenim ugljikovodicima pri visokim temperaturama i tlakovima. Jedna od analiza ide u smjeru primjene kaskadnog vođenja procesa s propanom i butanom kao radnim tvarima kako bi se grijala voda na temperaturu 95 – 115 °C. Tako vođen proces s ugljikovodicima predstavlja dobar potencijal za visokotemperaturne dizalice topline. Problem niske kritične temperature ugljikovodika može se riješiti koristeći određene mješavine ugljikovodika u kaskadnom sustavu. Takve mješavine pokazuju pojavu klizanja temperature pri promjeni agregatnog stanja pri čemu se vidi sličnost sa zeotropskim smjesama.

Pored spomenutih sigurnosnih razloga, postoje i tehnološka ograničenja u primjeni kompresora za procese s ovim radnim tvarima. Komercijalni kompresori za korištenje ugljikovodika pri visokim temperaturama nisu još uvijek dostupni.

Slika 16 prikazuje spomenute probleme oko temperature primjenom ugljikovodika.



**Slika 16. Problemi s temperaturama kod primjene R290 (lijevo) i R600 (desno) na visokim temperaturama [17]**

Za sada se, dakle, visok tlak nakon kompresije, velik iznos masenog protoka i temperature pokušava izbjeći korištenjem smjesa ugljikovodika. Provedena su istraživanja korištenjem takvih smjesa, kao što su mješavine: R290/R600, R744/R600, R744/R600a. Rezultati pokazuju utjecaj na parametre procesa, osobito na temperaturne razlike na izmjenjivačima topline [17].

### 3.4. Odabir radne tvari

Ključan element kod izvedbe visokotemperaturne dizalice topline je odabir prikladne radne tvari. U tablici 3 nalaze se najvažniji zahtjevi za primjenu radne tvari na visokim temperaturama.

**Tablica 5. Kriteriji za odabir radne tvari za visokotemperaturnu dizalicu topline [16]**

Kriterij	Zahtijevano svojstvo
Toplinski zahtjevi	Visoka kritična temperatura ( $>150\text{ }^{\circ}\text{C}$ )
	Nizak kritični tlak ( $<30\text{ bar}$ )
	Tlak u stanju mirovanja $> 1\text{ atm}$
	Nizak kompresijski omjer
Utjecaj na okoliš	ODP = 0
	GWP $< 10$
Sigurnost	Primjenjivost obzirom na buduće uvjete definirane protokolom
	Neotrovnost
Učinkovitost	Nezapaljivost ili niska razina zapaljivosti
	Visoka vrijednost COP-a
	Minimalno pregrijavanje
Dostupnost	Što veći iznos specifičnog toplinskog učina
	Dostupnost na tržištu
	Niska cijena
Drugi faktori	Zadovoljavajuća topivost u ulju
	Toplinska stabilnost smjese radne tvari i ulja
	Postojana svojstva maziva pri visokim temperaturama
	Kompatibilnost s aluminijem, čelikom i bakrom

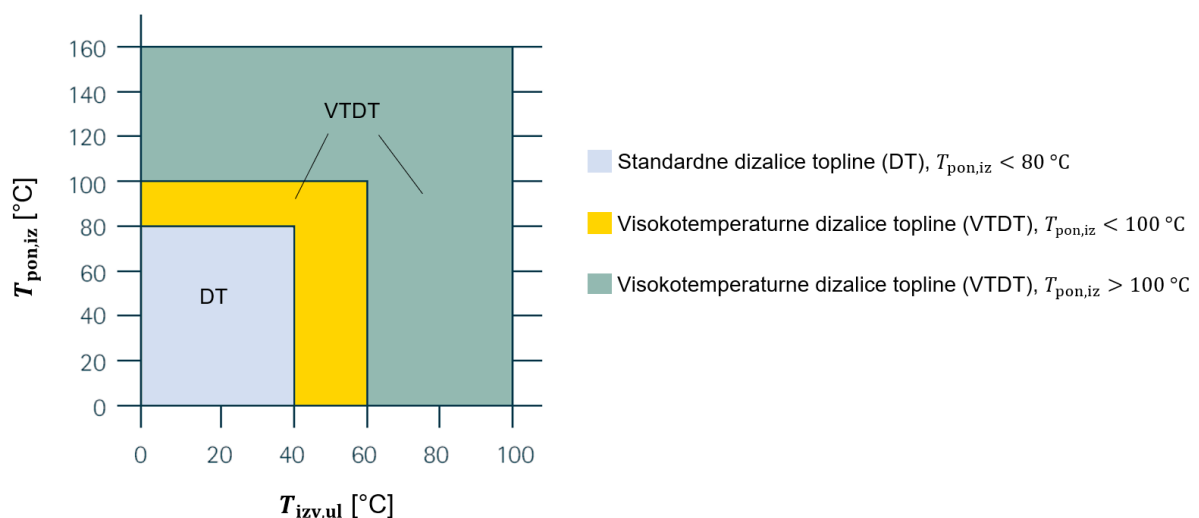
Kod komercijalno dostupnih visokotemperaturnih dizalica topline najčešće korištene radne tvari su R245fa, R717, R744, R134a i R1234ze(E). Korištenjem tih radnih tvari postižu se temperature toplinskog ponora  $90 - 120\text{ }^{\circ}\text{C}$  [16]. Odabir odgovarajuće radne tvari za dobivanje topline ponora na temperaturi  $125\text{ }^{\circ}\text{C}$  i više ovisi o radnim uvjetima procesa te dostupnosti komponenti visokotemperaturnih dizalica topline, što se uglavnom odnosi na dostupnost kompresora.

#### 4. TEMPERATURNI ZAHTJEVI U INDUSTRIJI I PRIMJERI IZ PRAKSE

U industriji u Europi koristi se otprilike 3200 TWh finalne energije za potrebe grijanja i hlađenja i to uglavnom za potrebe grijanja u industrijskim procesima. Osiguravanje opskrbe tom količinom energije na učinkovit način značajno se smanjuje korištenje fosilnih goriva i količina njihovih emisija. Mnogi industrijski procesi rade na visokim temperaturama zahtijevajući korištenje goriva s niskim udjelom emisija. Primjena dizalica topline u industriji ovisi o temperaturama procesa koji se odvija. Eurostat razlikuje sljedeće industrijske sektore:

- Željezo i čelik / obojeni metali
- Kemijska i naftna industrija
- Nemetalni materijali
- Papir, celuloza i tisak
- Hrana i duhan
- Drvo i drvni proizvodi
- Transportna oprema
- Tekstil i koža
- Drugo

Ako se koriste dizalice topline unutar takvih sektora, onda bi ih se moglo svrstati u tri kategorije (slika 17). Ta podjela temelji se na temperaturi na kojoj se nalazi toplinski izvor  $T_{izv,ul}$  i toplinski ponor  $T_{pon,iz}$ .



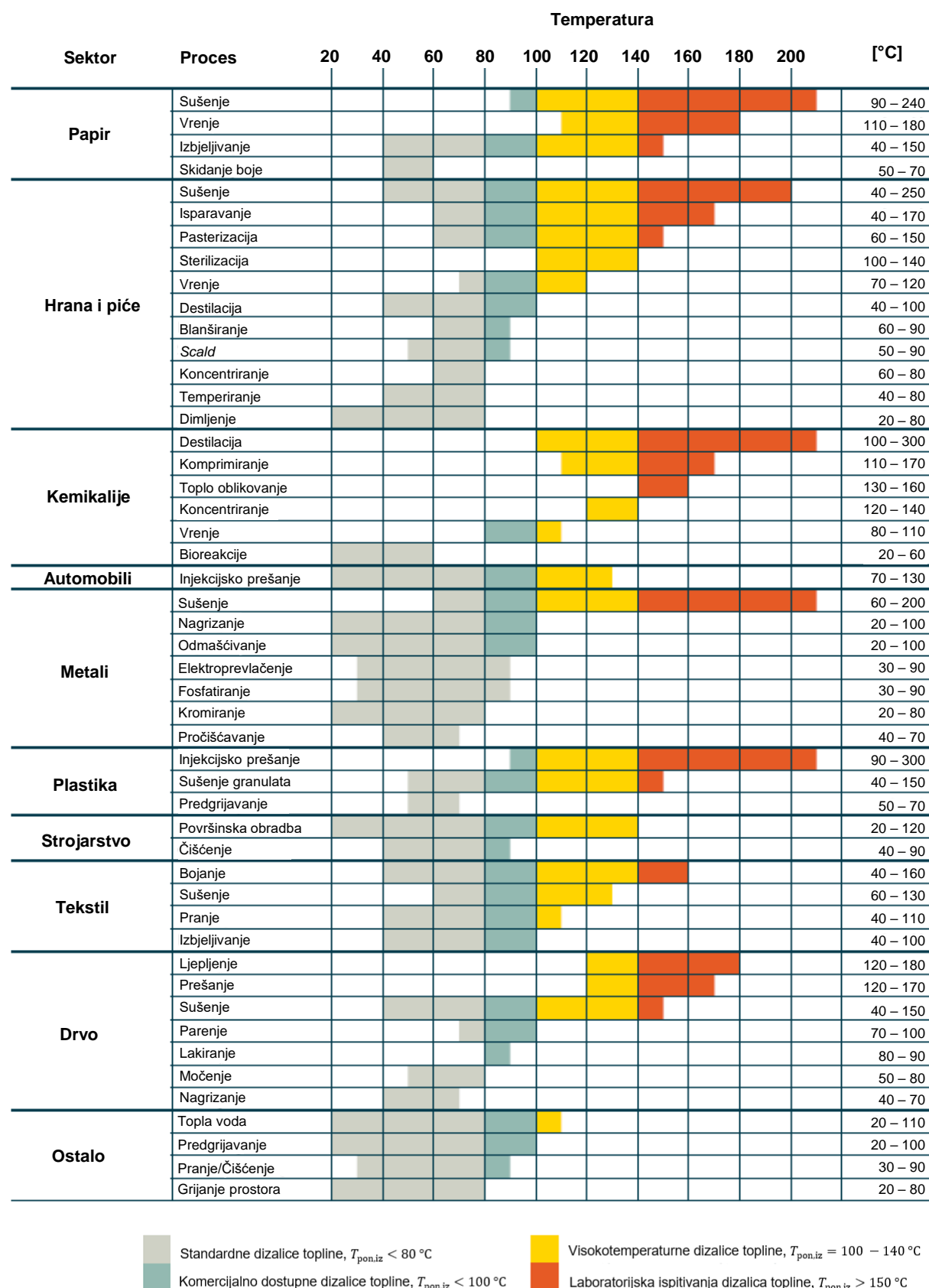
Slika 17. Moguća kombinacija temperatura izvora/ponora topline uz primjenu različitih dizalica topline [3]



Standardne dizalice topline omogućuju zagrijavanje toplinskog ponora do temperature 80 °C i mogu koristiti toplinske izvore do temperature 40 °C. Takvi uređaji su komercijalno dostupni. Nakon njih dolaze visokotemperaturne dizalice topline koje osiguravaju temperaturu toplinskog ponora do 100 °C pri čemu temperatura toplinskog izvora može biti do 60 °C. Ovakvi uređaji su također komercijalno dostupni. Primjena visokotemperaturnih dizalica topline koje osiguravaju temperaturu toplinskog ponora do 150 °C još uvijek je ograničena i u procesu je ispitivanja, ali s velikim izgledima za komercijalnu dostupnost. Postizanje većih temperatura od spomenutih razmatra se za sada samo u laboratorijskim istraživanjima.

Osiguravanje temperature ponora veće od 80 °C pomoću dizalice topline predstavlja jedinstveno rješenje u dekarbonizaciji energije u industriji. One se mogu ugraditi unutar različitih sektora kao što su drvna i papirna industrija, prehrambena industrija, proizvodnja plastike itd. Svrha im je osiguravanje zahtijevane temperature zraka ili vode pa se koriste za potrebe grijanja i pripreme potrošne tople vode. U industriji se odvijaju različiti procesi na različitim temperaturama. Važno je znati na kojim temperaturama se odvija pojedini proces kako bi se moglo odrediti koja dizalica topline odgovara takvim zahtjevima. Raspon temperatura za standardne industrijske procese prikazan je na slici 18. Tako žuti raspon označava mogućnost primjene visokotemperaturnih dizalica topline, dok crveni raspon označava jako visoke temperature i primjena takvih dizalica topline je još uvijek u razvoju. S druge strane, niže temperature već se učinkovito ostvaruju komercijalno dostupnim dizalicama topline. Problem za primjenu visokotemperaturnih i drugih dizalica topline kod već postojećeg procesa je taj što treba mijenjati postojeći cjevovod, potrebna je ugradnja novih pumpi, a često je nužno redizajniranje samoga procesa [3].

U industriji uglavnom postoje istovremene potrebe za toplinskom i rashladnom energijom. Obzirom da kod procesa hlađenja uvijek imamo toplinsku energiju kao nusprodukt, a kod dobivanja toplinske energije hlađenje može biti nusprodukt, primjena dizalica topline u industriji bi mogla biti potencijal za novu industrijsku revoluciju. Od spomenutih 3200 TWh finalne energije, oko 2000 TWh otpada na toplinsku energiju. Tako bi se otprilike 68 TWh toplinske energije moglo pokriti dizalicama topline i to dobivanjem topline do temperature 100 °C. Taj dio se uglavnom odnosi na procese u kemijskoj, papirnoj, prehrambenoj, duhanskoj i drvnoj industriji. Na to bi se moglo dodati još 74 TWh toplinske energije potrebne za dobivanje tople vode i grijanje prostora. Obzirom na tehnički napredak u primjeni visokotemperaturnih dizalica topline, moglo bi se uskoro očekivati njihova komercijalna primjena s temperaturama do 150 °C i to bi označavalo dodatnih 32 TWh energije koja bi se mogla dobiti tim uređajima.



Slika 18. Različiti industrijski procesi s pripadajućim temperaturama [3]

To ukupno iznosi 174 TWh (8,7 %) toplinske energije potrebne u industriji koja bi se mogla pokriti dizalicama topline. Ovdje se, naravno, radi o tehničkom potencijalu primjene ovih uređaja. Potrebno je, naravno, priključiti i ekonomsko gledište kako bi analiza bila potpuna. Druge glavne prepreke u primjeni dizalica topline u industriji su:

- Zahtjeva se povrat investicije u periodu uglavnom ne duljem od 3 godine
- Kod primjene postoji strah od rizika obzirom da su visokotemperaturne dizalice topline relativno nova tehnologija
- Slabo prikazani najbolji primjeri iz prakse koji bi mogli stvoriti povjerenje u nova rješenja
- Manjak dostupnih radnih tvari za primjenu na visokim temperaturama
- Visoki troškovi redizajniranja procesa jer mnogi stari procesi rade s parom
- Potreba za integriranjem nadležnosti i odgovornosti za sami sustav kako bi se industrijski procesi optimizirali [18]

Industrijske dizalice topline uglavnom su bazirane na parno-kompresijskom procesu u kojem se teži primijeni ekološki prihvatljivih radnih tvari. Većina komercijalnih dizalica topline izvedena je s jednostupanjskom kompresijom, koriste se klipni ili vijčani kompresori za manje jedinice (do 1 MW), a turbokompresori za jedinice snage preko 1 MW. Kako bi ugradnja visokotemperaturne dizalice topline bila izvediva, moraju biti zadovoljeni određeni uvjeti na mjestu ugradnje:

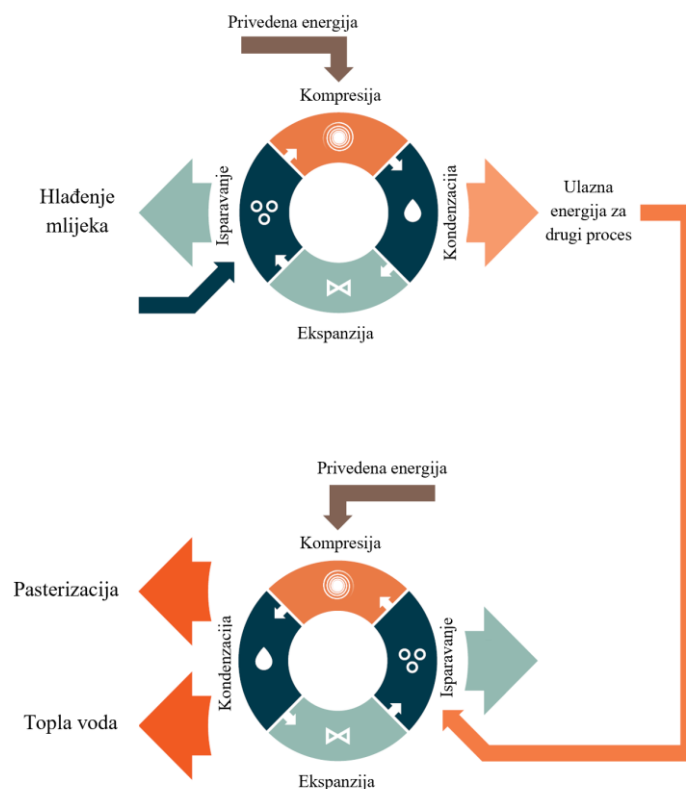
1. Dovoljna količina otpadne topline na odgovarajućoj temperaturi
2. Potrebno je koristiti prikladnu opremu za iskorištavanje otpadne topline (odgovarajući izmjenjivači topline, pogodan medij za prijenos topline i sl.)
3. Zahtjeva se grijanje toplinskog ponora do 150 °C
4. Toplinski tokovi na izmjenjivačima topline trebaju biti ostvareni poštujući zahtijevane temperature i iznose te uzimajući u obzir vremenske varijacije potrebe za potrošnjom toplinske energije i mogućnosti za opskrbu toplinskom energijom

Dostupne komercijalne visokotemperaturne dizalice topline uglavnom su namijenjene za grijanje toplinskog ponora do 90 °C pri čemu je otpadna toplina na temperaturi 20 – 50 °C i to iz rashladnih sustava, otpadne vode i vrućeg zraka. Najčešće potrebe za toplinskom energijom

unutar industrije odnose se na pripremu tople vode, pare ili vrućeg zraka. Pomoću tih toplinskih spremnika mogu se zadovoljiti potrebe za različite procese u industriji kao što su destilacija, isparavanje, pasterizacija, sušenje [19]. Raspon temperatura toplinskog ponora i ostvarivog toplinskog učina viskotemperaturnih dizalica topline kontinuirano raste. Trenutno je komercijalno dostupno oko 20 dizalica topline kojima se može ostvariti temperatura toplinskog ponora od 90 °C i više (Prilog C) [16].

#### 4.1. Primjeri primjene iz prakse

Može se shematski prikazati jedan proces iz mliječne industrije s dvije dizalice topline gdje se otpadna toplina od procesa hlađenja mlijeka koristi kao toplinski izvor za pasterizaciju i toplu vodu. Ova otpadna toplina postoji kod svakog rashladnog procesa i može se iskoristiti za druge potrebe. Ovakav proces shematski prikazuje slika 19.



**Slika 19. Shematski prikaz korištenja otpadne topline pomoću viskotemperaturne dizalice topline u industriji [3]**

## Dizalica topline za industrijske potrebe u Finskoj

Mesna industrija u Jakobstadu u Finskoj jedna je od prvih kompanija koja je ugradila dizalicu topline koristeći otpadnu toplinu. Još prije 13 godina uočeno je kako korištenjem tople vode za pranje nastaje mnogo otpadne topline koja bi se mogla iskoristiti pomoću dizalice topline. Tada je ugrađen jedan takav uređaj snage 1 MW kako bi se iskoristila otpadna topline i zagrijavala voda za pranje. Rezultat je ušteda na ulju za grijanje i to otprilike 450 000 kg godišnje. Idući korak bila je ugradnja druge dizalice topline koja je koristila toplinu rashladnih uređaja i grijala vodu za postrojenje na 75 °C. Na koncu, u siječnju 2019. instalirana je još jedna dizalica topline koja je grijala vodu na 95 °C za sterilizaciju noževa i druge opreme. Ta topline se koristi i za sušenje prostora nakon pranja. Radna tvar unutar sustava je R1234ze. Slika 20 prikazuje ovu dizalicu topline zajedno s njezinim glavnim tehničkim podacima [20].



### Tehnički podaci

Toplinski učin: 1090 kW

COP: 3,5

Radna tvar: R1234ze

Izvor topline: otpadna voda

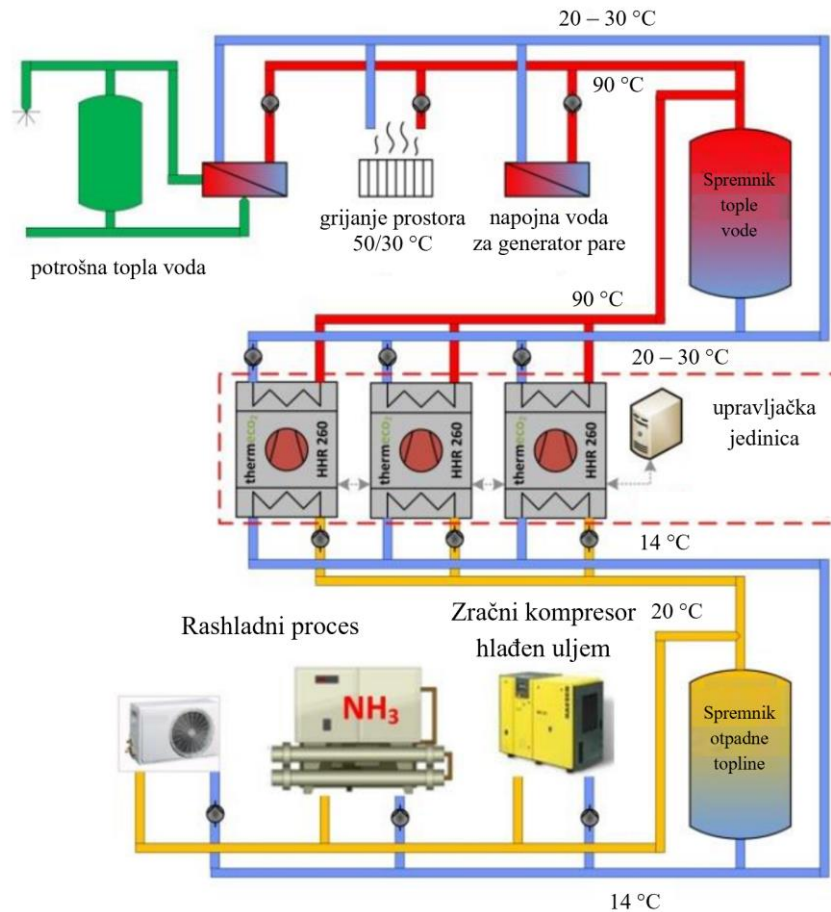
Izlazna temperatura toplinskog ponora: 90 °C

Slika 20. Visokotemperaturna dizalica topline u Jakobstadu [21]

## Topla voda i grijanje u švicarskoj klaonici

U 2011. godini ugrađena je visokotemperaturna dizalica topline u klaonici u Švicarskoj za dobivanje tople vode i za grijanje prostora. Taj uređaj grije vodu na 90 °C, a radna tvar unutar uređaja je ugljični dioksid. Postrojenje je sastavljeno od 3 dizalice topline. One koriste otpadnu toplinu od rashladnih uređaja i uljem hlađenog zračnog kompresora. Tako je ugrađen spremnik za skladištenje otpadne topline koji je povezan s isparivačima dizalice topline. Kondenzatori dizalice topline su povezani sa spremnikom tople vode. Iz toga spremnika se dalje osigurava

topla voda za potrebe klaonice i čišćenja te za potrebe grijanja prostora i generatora pare. Proračunom se dobilo smanjenje emisija ugljičnog dioksida za otprilike 30%, a ušteda na korištenju fosilnih goriva je oko 2 590 MWh. Slika 21 kvalitativno opisuje spomenuti proces.



Slika 21. Ogrjevni proces s tri visokotemperaturne dizalice topline [22]

### Dobivanje pare pomoću visokotemperaturne dizalice topline

Na tržištu se mogu naći dizalice topline koje koriste otpadnu toplinu u industriji na temperaturi 35 – 65 °C kako bi se dobila para temperature 120 – 165 °C. Radi se o dvjema dizalice topline, a poželjna primjena je kod sterilizacije hrane i pića, koncentriranja pića, postupaka sušenja i kod destilacije alkohola. Obje dizalice topline koriste dvostupanjski kompresor koji je posebno razvijen za visoki tlak i visoku temperaturu. Model SGH120 koristi R245fa kao radnu tvar i pomoću njega je moguće dobiti paru temperature 120 °C. Drugi model je SGH165 koji se zapravo sastoji od modela SGH120 kojim se dobiva para temperature 120 °C i dodatnog

kompresora koji komprimira tu paru dovodeći je na temperaturu 165 °C. Radna tvar kod ovog modela je smjesa R245fa/R134a. Ova dva modela nalaze se na slici 22 [23].



**Slika 22. Modeli visokotemperaturnih dizalica topline SGH120 (lijevo) i SGH165 (desno) [24]**

## 5. DIMENZIONIRANJE KOMPONENTI VISOKOTEMPERATURNE DIZALICE TOPLINE INDUSTRIJSKOG POSTROJENJA

Smjer u kojem idu analize primjene visokotemperaturnih dizalica topline baziraju se na mogućnosti zamjene termotehničkih sustava na fosilna goriva. Takvi sustavi koriste se u industriji uglavnom za pripremu vode i vodene pare na visokim temperaturama kako bi se mogao odvijati određeni industrijski proces. Zamjena tih sustava dizalicama topline može biti moguća, ali dizalice topline koje se mogu naći na tržištu još uvijek su ograničene uglavnom na primjenu na nižim temperaturama. Prema [25] može se danas naći samo 20 modela na tržištu koji bi osiguravali temperaturu toplinskog ponora do 150 °C. Nedostatak iskustva u integraciji ovih sustava te dugo vrijeme povrata investicije zbog skupih komponenti dodatno ograničavaju primjenu visokotemperaturnih dizalica topline. Najveća ograničenja proizlaze zbog kritične točke radne tvari i radnog područja kompresora. Odabir radne tvari s odgovarajućim svojstvima predstavlja temelj procesa s visokotemperaturnim dizalicama topline. Ta svojstva mogla bi se se dobiti ispitivanjem ponašanja različitih tvari (prirodne tvari, sintetičke tvari) ili miješanjem s nekim drugim fluidom kako bi se odabrala prikladna radna tvar.. No, primjena kompresora na visokim temperaturama predstavlja ograničenje zbog nedovoljnog tehničkog razvoja takvih uređaja. U ovisnosti o radnoj tvari koriste se različite tehnologije za kompresiju uzimajući u obzir i ekonomske parametre [25].

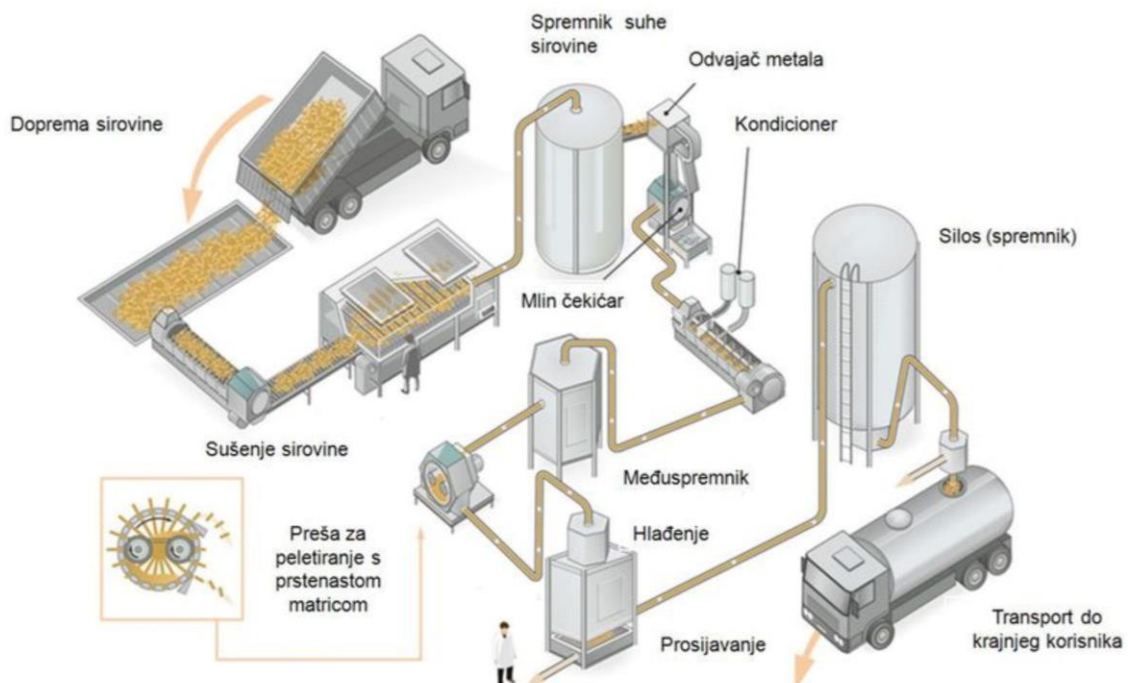
Cilj ovog poglavlja je analizirati primjenu visokotemperaturne dizalice topline koja bi radila s prirodnim ili drugim radnim tvarima kako bi zadovoljila potrebe industrijskog procesa. Za definiranje takvog sustava izračunate su bitne fizikalne veličine (kompresijski omjer, volumetrijski učin, temperature procesa, faktor grijanja) koje određuju svojstva i veličinu komponenti procesa. Radne tvari su uspoređene na temelju *COP* vrijednosti, a definirana su i ograničenja obzirom na trenutno dostupne tehnologije. Kod odabira radnih tvari, pored tehničkih karakteristika, uzet je u obzir i njihov utjecaj na okoliš kako bi se pokušali zadovoljiti svi zahtjevi kod izvedbe s visokotemperaturnom dizalicom topline.



## 5.1. Opis postojećeg procesa

Sušenje je jedna od metoda kojom se nastoji sačuvati i poboljšati svojstva različitih proizvodnih sirovina. To je proces koji je karakterističan po intenzivnom prijenosu mase i energije. Tako industrijsko sušenje drva predstavlja proces koji ima najveću potrošnju energije (i vremena) unutar pilane te je jako važan dio ukupnog procesa dobivanja različitih komercijalnih drvnih proizvoda. Sušenje itekako utječe na konačna svojstva tih proizvoda kojima je dalje definirana i njihova prodajna cijena.

Za potrebe ove analize promatran je proces proizvodnje peleta koji se izvodi na način kako je to prikazano na slici 23. Sirovo drvo je organska, higroskopna, porozna i neoblikovana tvar koja sadrži mnogo vlage (u tekućem i parnom stanju), ovisno o relativnoj vlažnosti zraka koji ga okružuje. Sušenje drva je ključni proces kod proizvodnje peleta i o kvaliteti procesa sušenja ovisi kvaliteta i vrijednost peleta. Svježe (sirovo) drvo može sadržavati do 75 % vlage što bitno utječe na gustoću, čvrstoću i tvrdoću drva. Količina te vlage mora biti smanjena na prihvatljive vrijednosti (uglavnom ispod 20 %) prije nego se drvena sirovina odvede na iduće proizvode procese.



Slika 23. Tehnološki postupak proizvodnje drvnih peleta [26]

Proces sušenja odvija se dovodenjem vrućeg zraka s nižim parcijalnim tlakom vodene pare od onog unutar drvene sirovine. Po zakonu ravnoteže dolazi do prijenosa vlage iz drva u okolni zrak [27]. Prema slici 18 sušenje drva odvija se na temperaturama 40 – 150 °C. Za promatrani proces priprema zraka s tako visokim temperaturama odvija se pomoću kotla na prirodni plin snage 6 MW s temperaturom povratnog i polaznog voda 110/95 °C.

## 5.2. Proračun parametara visokotemperaturne dizalice topline

Unutar promatrane industrije postoji otpadna voda iz drugih proizvodnih procesa na temperaturi 40 °C pa će se analizirati mogućnost iskorištavanja takvog toplinskog izvora za dizalicu topline. Provjerit će se, dakle, mogućnost zamjene postojećeg kotla visokotemperaturnom dizalicom topline koja bi zagrijavala vodu s temperature 95 °C na temperaturu 110 °C. Ta voda bi dalje zagrijavala zrak koji je potreban za proces sušenja drva. Zahtijevani toplinski učin dizalice topline je 1600 kW. Toplinski izvor i toplinski ponor su u tekućem agregatnom stanju (voda), pri čemu je izvor topline na okolišnom tlaku, a ponor na nekom višem tlaku kako bi se izbjeglo isparavanje vode. Pregrijavanje radne tvari dizalice topline u slučaju s amonijakom nije uzeto u obzir. Kod drugih radnih tvari uvedeno je pregrijavanje radne tvari na elektroekspanzijskom ventilu (2 °C). U pojedinim slučajevima dodatno pregrijavanje radne tvari prije usisa u kompresor odvija se na međuzmjenjivaču topline u kojem toplinski tok predaje pothlađena kapljevina na izlazu iz kondenzatora. Pothlađivanje radne tvari je definirano u iznosu od 5 °C niže od temperature kondenzacije. Temperatura isparavanja i temperatura kondenzacije razlikuju se za 3 °C od izlazne temperature toplinskog izvora, odnosno toplinskog ponora. Tablica 6 prikazuje spomenute ulazne parametre.

**Tablica 6. Ulazni podaci za proračun**

<b>Fizikalna veličina</b>	<b>Oznaka i iznos</b>
Temperatura vode na ulazu u kondenzator	$T_{w,k,ul} = 90 \text{ °C}$
Temperatura vode na izlazu iz kondenzatora	$T_{w,k,iz} = 110 \text{ °C}$
Toplinski učin	$\Phi_{gr} = 1600 \text{ kW}$
Temperatura vode na ulazu u isparivač	$T_{w,i,ul} = 40 \text{ °C}$
Smanjenje temperature pothlađivanjem	$\Delta T_p = 5 \text{ °C}$
Razlika temperature isparavanja u ovisnosti o temperaturi $T_{w,i,iz}$	$\Delta T_i = 3 \text{ °C}$
Razlika temperature kondenzacije u ovisnosti o temperaturi $T_{w,k,iz}$	$\Delta T_k = 3 \text{ °C}$
Razlika temperature vode na isparivaču $\Delta T_{w,i}$	$\Delta T_{w,i} = 5 \text{ °C}$

Za potrebe proračuna korišteni su sustavi s jednostupanjskom i dvostupanjskom kompresijom te kaskadni sustavi.

U početku će se promatrati da je temperatura izvora topline koji dolazi na isparivač dizalice topline fiksna ( $T_{w,i,ul} = 40 \text{ °C}$ ) za sve načine odvijanja procesa uzimajući u obzir da su temperature toplinskog ponora na kondenzatoru također stalne ( $T_{w,k,ul} = 95 \text{ °C}$  i  $T_{w,k,iz} = 110 \text{ °C}$ ). Izentropski stupanj djelovanja kod procesa s amonijakom računa se prema sljedećem izrazu [28]:

$$\eta_i = -0,00097 \cdot R_p^2 - 0,01026 \cdot R_p + 0,83955 \quad (12)$$

pri čemu parametar  $R_p$  označava kompresijski omjer. Kod drugih radnih tvari korištena je fiksna vrijednost izentropskog stupnja djelovanja  $\eta_i = 0.80$ .

Za procese s dvostupanjskom kompresijom potrebno je definirati optimalni međutlak kako bi se proces odvijao učinkovito. Prema izrazu (5) taj tlak je jednak drugom korijenu umnoška tlaka isparavanja i tlaka kondenzacije.

Maseni protoci radnih tvari kod korištenih sustava definirani su izrazima (13) – (17):

---

Procesi s jednostupanjskom kompresijom	$q_{m,RT} = \frac{\Phi_{gr}}{h_{3'} - h_2}$	(13)
----------------------------------------	---------------------------------------------	------

---

	$q_{m,RT,II} = \frac{\Phi_{gr}}{h_{5'} - h_4}$	(14)
--	------------------------------------------------	------

Procesi s dvostupanjskom kompresijom

	$q_{m,RT,I} = q_{m,RT,II} \cdot \frac{h_3 - h_6}{h_2 - h_7}$	(15)
--	--------------------------------------------------------------	------

---

	$q_{m,RT,II} = \frac{\Phi_{gr}}{h_{7'} - h_6}$	(16)
--	------------------------------------------------	------

Procesi s kaskadnim sustavom

	$q_{m,RT,I} = q_{m,RT,II} \cdot \frac{h_5 - h_8}{h_2 - h_{3'}}$	(17)
--	-----------------------------------------------------------------	------

---

Definirajući izraze za masene protoke radnih tvari, može se izračunati usisni volumen kompresora:

$$\dot{V}_u = \frac{q_{m,RT}}{\rho} \quad (18)$$

U izrazu (18) vrijednosti usisnog volumena, masenog protoka radne tvari i gustoće definirane su u ovisnosti o načinu izvođenja procesa. Tako će se gustoća kod procesa s jednostupanjskom kompresijom definirati u točki 1, dok će se kod procesa s dvostupanjskom kompresijom definirati u točki 3 s masenim protokom iz drugog stupnja. Kod procesa s kaskadnim sustavom sve tri veličine iz spomenutog izraza definiraju se zasebno za pojedini stupanj.

Za adekvatno opisivanje utjecaja volumnog protoka radne tvari na veličinu kompresora i toplinski učin definirana je vrijednost volumetrijskog učina:

$$q_{\text{kond},v} = \frac{\Phi_{\text{gr}}}{\dot{V}_u} \quad (19)$$

Za računanje potrebne snage kompresora  $P_k$  korišteni su izrazi (8) i (9) ovisno o izvedbi procesa.

Na koncu je potrebno prikazati izraz pomoću kojeg se dobiva *COP* vrijednost (sukladno izrazu (3)):

$$COP = \frac{\Phi_{\text{gr}}}{P_k} \quad (20)$$

### 5.3. Odabir radnih tvari za proračun

Svaka radna tvar ima jedinstvena svojstva (visoka kritična temperatura, vrijednost volumetrijskog učina, tlak nakon kompresije itd.) koja mogu biti prikladna za primjenu s visokotemperaturnim dizalicama topline. Tehnološka, sigurnosna i ekološka ograničenja definiraju okvir unutar kojeg je moguće odabrati radnu tvar za ogrjevni proces. Tako npr. najveća dopuštena temperatura amonijaka može biti 190 °C, a najveći tlak 60 bar [12]. Temperaturna ograničenja proizlaze zbog nedostupnosti boljih kompresora na tržištu. Temperatura nakon kompresije ograničena je zbog materijala kompresora, temperaturne stabilnosti maziva te hlađenja električnog motora kompresora.

Unatoč mogućem korištenju HFC radnih tvari na visokim temperaturama, Europska Komisija postepeno ograničava njihovu primjenu. Kao zamjena nude se prirodne radne tvari te one iz

HFO i HCFO skupine. U tablici 7 navedene su radne tvari koje imaju zadovoljavajuća svojstva prema svim ekološkim zahtjevima, a čiju je primjenu u slučaju spomenutog procesa sušenja potrebno provjeriti.

**Tablica 7. Svojstva promatranih radnih tvari u proračunu**

Radna tvar	ODP	GWP <sub>100</sub>	Klasa	$T_i$ [°C]	$T_{kr}$ [°C]	$p_{kr}$ [bar]
R134a	0	1430	A1	-26,30	101,06	40,59
R245fa	0	1030	B1	15	154,05	36,4
R600	0	4	A3	0	152,01	37,96
R600a	0	3	A3	-11,70	134,70	36,40
R601	0	4	A3	36,10	196,56	33,58
R601a	0	4	A3	27,70	187,78	33,78
R717	0	0	B2L	-33,34	132,40	112,80
R718	0	0,2	A1	100	373,95	220,60
R1234ze(E)	0	6	A2L	-19	109,51	36,34
R1234ze(Z)	0	<10	A2L	9,80	150,10	35,30
R1233zd(E)	0	1	A1	19	166,50	36,24

Termofizikalna svojstva radnih tvari preuzeta su iz *CoolProp* baze podataka. Radne tvari R1336mzz(E), R1336mzz(Z) nisu analizirane obzirom da se njihova svojstva ne nalaze u spomenutoj bazi podataka.

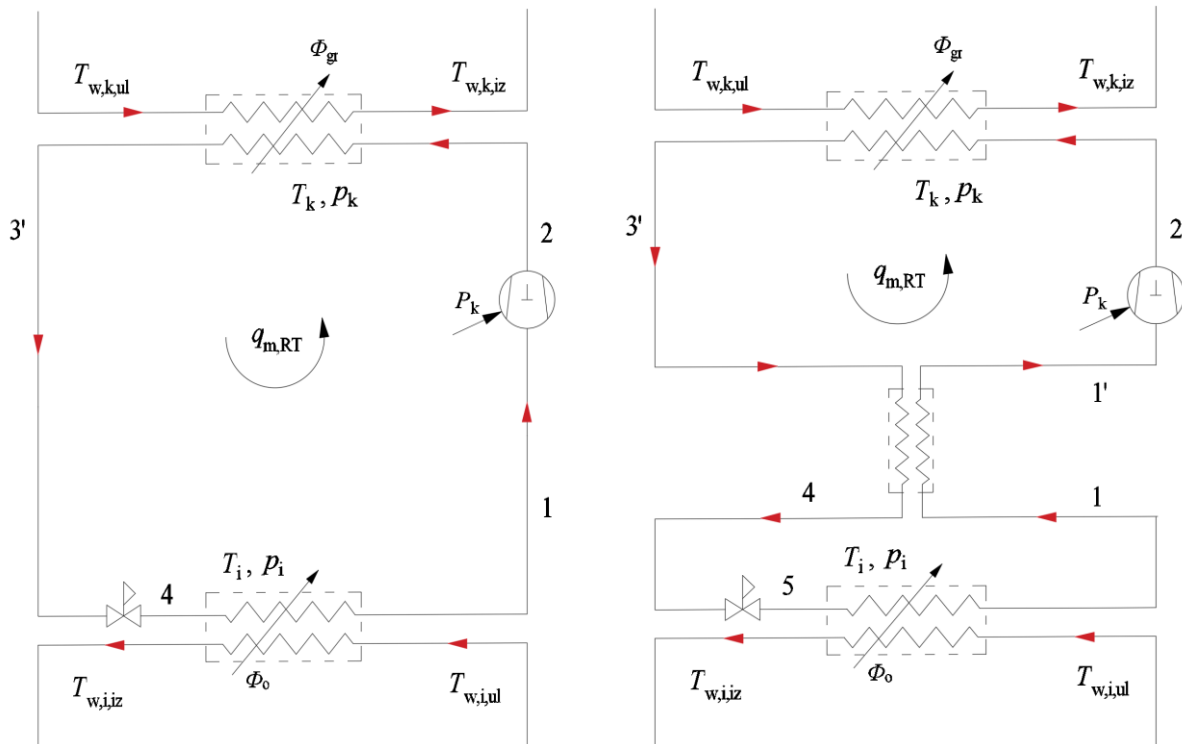
#### 5.4. Rezultati i analiza rezultata

Usporedba korištenih radnih tvari temelji se na ostvarenim vrijednostima parametara procesa opisanih u poglavlju 5.2. kao i drugim veličinama (tlak isparavanja, temperatura na kraju kompresije, kompresijski omjer) definirajući ih u ovisnosti o ulaznoj temperaturi toplinskog izvora  $T_{w,i,iz}$ . Proračun je proveden pomoću programa *Excel*.

##### A) Jednostupanjska kompresija

Kod procesa s jednostupanjskom kompresijom odbacuje se analiza ponašanja radnih tvari R134a i R1234ze(E) jer su im kritične temperature (101,06 °C i 109,51 °C) niže od zahtijevane temperature kondenzacije (113 °C).

Ispitana su dva načina vođenja procesa: bez pregrijavanja i s pregrijavanjem radne tvari nakon isparavanja. Ovi procesi shematski su prikazani na slici 24.



**Slika 24. Shematski prikaz procesa s jednostupanjskom kompresijom bez dodatnog pregrijavanja (lijevo) i s dodatnim pregrijavanjem radne tvari (desno)**

Ukoliko se proces vodi bez dodatnog pregrijavanja radne tvari nakon isparavanja, on nije izvediv s radnim tvarima R245fa, R600, R600a, R601, R601a i R1233zd(E) s temperaturom toplinskog izvora od 40 °C te temperaturom kondenzacije 113 °C. Naime, zbog svojih specifičnih oblika krivulje zasićenja, spomenute radne tvari bi nakon kompresije bile unutar područja mokre pare. Sadržavale bi se, dakle, od tekuće i parovite faze što nikako nije prihvatljivo. Ukoliko se uvede međuizmjenjivač kojim se osigurava pregrijavanje radne tvari za dodatnih 7 °C, pokazuju su povoljni radni uvjeti za R245fa, R600, R600a i R1233zd(E) jer se radna tvar nakon kompresije nalazi u pregrijanom području u odnosu na proces vođen bez pregrijavanja. Za radne tvari R601 i R601a kod ovako vođenog procesa trebalo bi osigurati minimalno pregrijavanje radne tvari od 19 °C kako bi se izbjegla pojava tekuće faze nakon kompresije.

Amonijak (R717) pokazuje neprihvatljive iznose temperature nakon kompresije. Temperatura u toj točki kod procesa bez dodatnog pregrijavanja iznosi 219 °C, odnosno 230 °C kod procesa s dodatnim pregrijavanjem radne tvari. Takve temperature su izvan ograničenja obzirom da je dozvoljena temperatura nakon kompresije amonijaka do 190 °C, kako je to navedeno u poglavlju 3.2. Pored toga, tlak kondenzacije amonijaka je 80,14 bar što je također iznad ograničenja od 60 bar. Ovdje se može primijetiti da se ni primjenom više stupnjeva kompresije

ne može koristiti amonijak kao radna tvar obzirom da je tlak kondenzacije uvjetovan zahtijevanom temperaturom kondenzacije (113 °C).

Voda (R718) pokazuje iznimno visoke temperature nakon kompresije (522 °C, odnosno 538 °C). Pojava takvih temperatura nije dozvoljena zbog ograničenja materijala kompresora [17]. Također, primjenom vode kao radne tvari pojavljuje se jako nizak tlak isparavanja (0,05 bar) obzirom da pri normalnim okolišnim uvjetima temperatura isparavanja vode iznosi 100 °C, a to na koncu uzrokuje visoki kompresijski omjer.

Kod procesa s dodatnim pregrijavanjem s radnom tvari R1234ze(Z) povećava se temperatura na izlazu kompresora za 6 °C u odnosu na proces bez pregrijavanja. Radna tvar R1234ze(Z) pregrijavanjem postiže nešto veće vrijednosti faktora grijanja. Razlog tomu je taj što R1234ze(Z) uvođenjem dodatnog pregrijavanja nakon isparavanja ima manje promjene entalpije nakon kompresije nego npr. voda. Ovdje se pokazuje da uvođenje pregrijavanja može poboljšati proces, ali to može imati negativan učinak kao što je to slučaj s amonijakom pri čemu bi bila manja vrijednost faktora grijanja.

Usporedba postignutih vrijednosti faktora grijanja, specifičnog volumetrijskog učina, kompresijskog omjera te temperature na kraju kompresije za procese bez pregrijavanja i s pregrijavanjem radne tvari nalazi se u tablici 8.

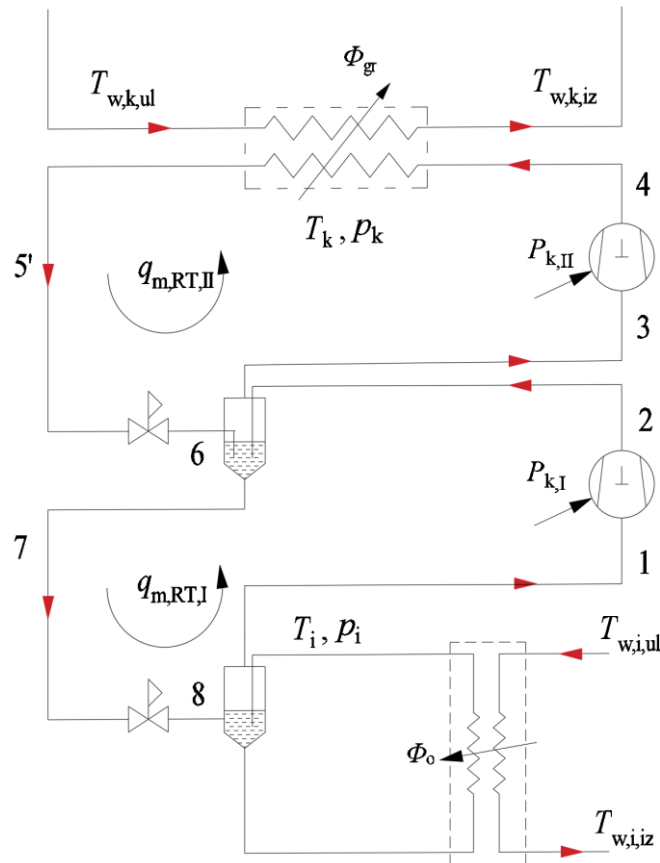
**Tablica 8. Usporedba parametara procesa s jednostupanjskom kompresijom**

Radna tvar	<i>COP</i>	$q_{\text{kond,v}}$ [kJ/m <sup>3</sup> ]	$R_P$	$p_i$ [bar]	$p_k$ [bar]	$T_2$ [°C]
BEZ DODATNOG PREGRIJAVANJA						
<b>R717</b>	2,94	10344,97	6,48	12,37	80,14	215
<b>R718</b>	3,17	116,06	33,29	0,05	1,58	522
<b>R1234ze(Z)</b>	2,79	1719,56	7,86	2,25	17,67	120
S DODATNIM PREGRIJAVANJEM						
<b>R245fa</b>	2,73	1390,12	8,76	1,91	16,73	116
<b>R600</b>	2,70	1843,83	6,48	3,01	19,51	115
<b>R600a</b>	2,44	2182,89	5,87	4,28	25,12	117
<b>R718</b>	3,14	102,52	33,29	0,05	1,58	538
<b>R1233zd(E)</b>	2,89	1270,81	8,27	1,66	13,70	119
<b>R1234ze(Z)</b>	2,85	1642,25	7,86	2,25	17,67	126

## B) Dvostupanjska kompresija

Ponovno se u početku odbacuje proračun parametara procesa s R134a i R1234ze(E) kao radnim tvarima zbog njihovih niskih vrijednosti kritične temperature.

Proračun je proveden prema shemi sa slike 25.



Slika 25. Shematski prikaz procesa s dvostupanjskom kompresijom

U procesu s dva stupnja kompresije radne tvari R245fa, R600, R600a, R601, R601a i R1233zd(E) ne pokazuju prihvatljive rezultate. Budući da se optimalni međutlak računa prema izrazu (5) te je radna tvar prije kompresije drugog stupnja u stanju suhozasićene pare, kompresijom s međutlaka na tlak kondenzacije ponovno se ulazi unutar područja zasićenja. To znači da ni pregrijavanje radne tvari nakon isparavanja nema utjecaja te se spomenute radne tvari ne mogu koristiti za ovako vođen proces.

U odnosu na proces s jednostupanjskom kompresijom, amonijak sada postiže vrijednost temperature nakon kompresije od 156 °C. No, tlak kondenzacije je 80,14 bar što zbog ograničene primjene kompresora nije prihvatljivo.



Primjenom vode kao radne tvari ostvaruje se poboljšanje u smislu izlazne temperature nakon kompresije, ali je ta temperatura i dalje previsoka. Ona sada iznosi 301 °C. Budući da je temperatura isparavanja niža od 100 °C, ostaje i dalje pojava niskog tlaka isparavanja vode.

Radna tvar R1234ze(Z) nalazi se na temperaturi od 115 °C nakon kompresije drugog stupnja. U odnosu na vodu pokazuje značajno veći specifični volumetrijski učin te povoljne radne uvjete – tlak je veći od jednog bara, a temperatura nakon kompresije je znatno niža u odnosu na druge tvari.

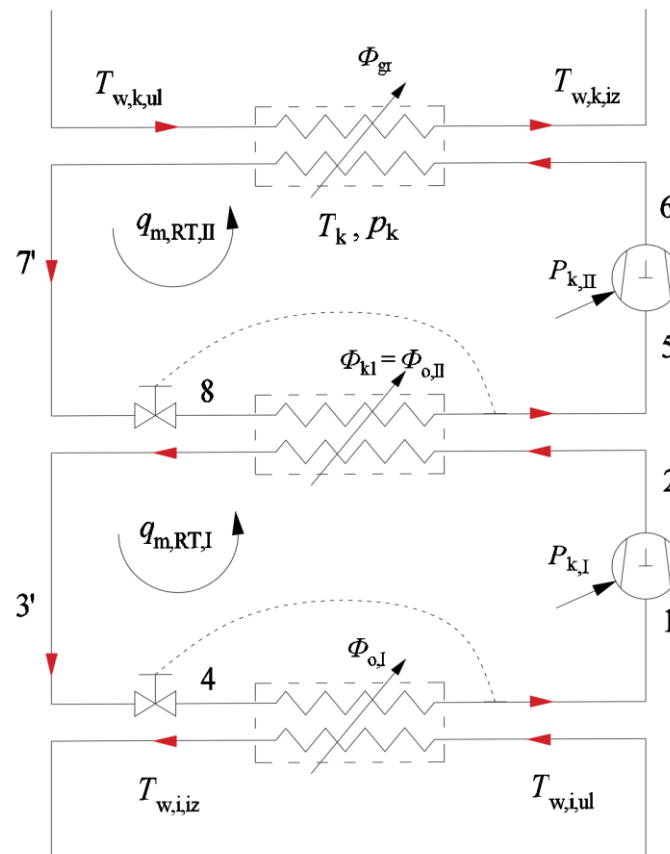
Parametre procesa postignute dvostupanjskom kompresijom prikazuje tablica 9.

**Tablica 9. Usporedba parametara procesa s dvostupanjskom kompresijom**

Radna tvar	COP	$q_{\text{kond,v}}$ [kJ/m <sup>3</sup> ]	$R_P$	$p_i$ [bar]	$p_k$ [bar]	$T_4$ [°C]
<b>R717</b>	3,29	21740,04	6,48	12,37	80,14	156
<b>R718</b>	3,33	461,77	33,29	0,05	1,58	301
<b>R1234ze(Z)</b>	3,32	4268,99	7,86	2,25	17,67	115

### C) Kaskadni sustav

Prethodno dobiveni rezultati pokazuju da bi se amonijak mogao koristiti u kaskadnom sustavu i to u donjoj kaskadi. Zbog niske vrijednosti kritične temperature, proveden je proračun i s radnim tvarima R134a i R1234ze(E) u donjoj kaskadi. Dakle, analizirani su kaskadni sustavi primjenom R717, R134a i R1234ze(E) u donjoj te R245fa, R600, R600a, R601, R601a, R1233zd(E) i R1234ze(Z) u gornjoj kaskadi. Voda sada nije razmatrana obzirom da je pokazano kako se javljaju iznimno visoke temperature za potrebe postizanja željene temperature toplinskog ponora. U analizi je uzeto u obzir pregrijavanje pare radnih tvari zbog ekspanzijskog ventila za 2 °C u donjoj kaskadi, odnosno za 5 °C u gornjoj kaskadi, osim u slučaju s amonijakom kao radnom tvari. Shema ovog sustava nalazi se na slici 26.



Slika 26. Shematski prikaz procesa s kaskadnim sustavom

Ponovno se pokazalo da radne tvari R601 i R601a zahtijevaju veće iznose pregrijavanja (15 °C i više) nakon isparavanja radne tvari. Moguće izvedbe kaskadnog sustava pokazuju druge radne tvari. Usporedba ostvarenih faktora grijanja s različitim radnim tvarima u donjoj i gornjoj kaskadi prikazana je u tablici 10.

**Tablica 10. Usporedba ostvarenih faktora grijanja primjenom kaskadnog sustava**

Gornja kaskada Radna tvar	Donja kaskada		
	R717	R134a	R1234ze(E)
<b>R245fa</b>	3,04	2,93	2,95
<b>R600</b>	3,01	2,91	2,92
<b>R600a</b>	2,88	2,79	2,80
<b>R1233zd(E)</b>	3,10	2,99	3,01
<b>R1234ze(Z)</b>	3,07	2,96	2,97

**Komentar**

Provedena analiza primjene visokotemperaturne dizalice topline unutar industrijskog postrojenja pokazuje kako ključnu ulogu u izvedbi takvog sustava ima odabir radne tvari.

Bitno je da kompresijski omjer bude što je manji moguć kako bi se smanjila potrebna snaga kompresora. Vrijednost tlaka definira i naprezanje materijala kompresora. Tako se u [16] navodi da je poželjno održavati maksimalni tlak unutar sustava do 25 bara. Također, preporuka je da se izbjegavaju tlakovi niži od 1 bar kako bi se izbjegla infiltracija zraka unutar uređaja. Zbog sigurnosnih razloga trebale bi se izbjegavati zapaljive i otrovne radne tvari.

Radne tvari R600 i R601 su ekološki jako prihvatljive. Također, relativno su jeftine te imaju visoku kritičnu temperaturu. No, zbog opasnosti od zapaljivosti (klasa A3), preporuča se da upotreba ovih radnih tvari bude kod manjih sustava s manjim punjenjima.

Radna tvar R1233zd(E) je tržišno dostupna te se preporuča kod izvedbe visokotemperaturnih dizalica topline zbog visoke kritične temperature i visokog kritičnog tlaka. Također, spada u skupinu A1 čime se omogućuje šira primjenjivost.

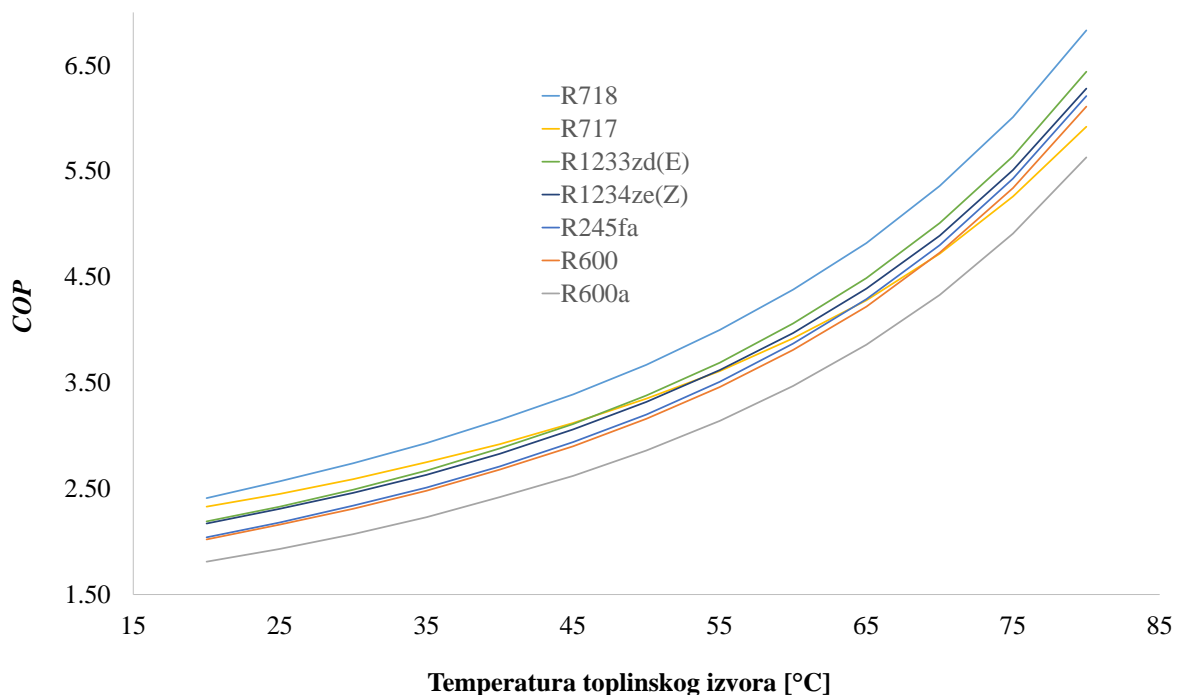
Koristeći vodu kao radnu tvar, pri temperaturama izvora nižim od 100 °C pojavljuje se tlak niži od okolišnog. Zbog male gustoće vodene pare, kompresijski omjeri koji se pojavljuju su jako visoki. No, prednost kod upotrebe vode je latentna energija vode koja je npr. pri 50 °C oko 15 puta veća u usporedbi s R134a.

Amonijak u slučaju s jednostupanjskom i dvostupanjskom kompresijom za temperature veće od 90 °C nije primjenjiv zbog ograničenja na temperaturu i tlak nakon kompresije. U odnosu na druge radne tvari, amonijak ima značajno veće vrijednosti specifičnog volumetrijskog učina. Bitna značajka amonijaka je njegova otrovnost zbog čega se ograničava njegova primjena na mjestima gdje postoji opasnost od istjecanja.

R245fa ima visoku kritičnu temperaturu i zbog toga predstavlja dobar potencijal za primjenu kod industrijskih dizalica topline. No, visoka vrijednost GWP-a (1030) nužno označava da je

potrebno naći neku alternativnu zamjenu. To bi mogla biti R1234ze(Z) koja je tijekom ove analize pokazala zadovoljavajuće vrijednosti parametara procesa. Nedostatak je što R1234ze(Z) nije još tržišno dostupna, odnosno primjena kompresora s tom radnom tvari još nije dostupna.

Promatrajući dobivene vrijednosti faktora grijanja za analizirani proces, dolazi se do zaključka da je potrebno modificirati proces kako bi se postigla veća učinkovitost sustava. Taj zaključak proizlazi iz utjecaja faktora grijanja na ekonomske parametre. Niže vrijednosti faktora grijanja označavaju i dulji povrat investicije. Učinkovitost analiziranog procesa je definirana nametnutim parametrima kao što su temperature izvora i ponora topline. Ukoliko se promatraju drugi radni uvjeti, mijenjaju se i parametri samog procesa. Tako npr. ovisnost faktora grijanja o temperaturi izvora topline pokazuje slika 27.



**Slika 27. Ostvarivi faktori grijanja za određene radne tvari u ovisnosti o temperaturi toplinskog izvora pri procesu s jednostupanjskom kompresijom s međuizmjenjivačem i temperaturi kondenzacije  $T_k = 113 \text{ °C}$**

Prema gornjoj slici pokazuje se da je primjena visokotemperaturnih dizalica topline izvediva u industrijama koje imaju otpadnu toplinu na višim temperaturama. To znači da bi bilo dobro imati toplinski izvor na temperaturi  $50 \text{ °C}$  ili više kako bi sustav učinkovito radio.

Postignute vrijednosti faktora grijanja, volumetrijskog učina te kompresijskog omjera tijekom procesa s jednostupanjskom i dvostupanjskom kompresijom prikazane u tablicama u prilogu D.

## 6. TEHNO-EKONOMSKA ANALIZA ISKORIŠTAVANJA OTPADNE TOPLINE

U prethodnom su poglavlju opisane moguće izvedbe visokotemperaturne dizalice topline za potrebe sušenja drvene sječke. Pored poštivanja tehničkih ograničenja, potrebno je da i ekonomski uvjeti budu zadovoljeni. Obično se ekonomska izvedivost nekog postrojenja definira periodom povrata investicije. On ovisi o investicijskom trošku, pogonskim troškovima te broju radnih sati postrojenja. Sva tri parametra su varijabilni: investicijski troškovi se smanjuju prema tehničkim dostignućima, pogonski troškovi ovise o cijeni energenta, a broj radnih sati ovisi o industrijskom sektoru za koje je postrojenje namijenjeno [29].

Kako se u prethodno opisanoj analizi pokazalo nekoliko izvedivih sustava s različitim radnim tvarima, pojedinačno će se ispitati njihova ekonomska isplativost. Za potrebe ove analize uzeta je 3660 radnih sati postrojenja tijekom godine. *COP* vrijednosti definirane su za temperaturu vode (toplinskog ponora) na izlazu isparivača od 35 °C. Kamatna stopa iznosi 10 %, a vrijeme otplate je 5 godina.

Prema [19] cijena investicije za visokotemperaturne dizalice topline iznosi 170 – 800 €/kW. Za potrebe ovoga proračuna uzeta je vrijednost investicije od 450 €/kW. Cijene energenata te ostale parametre prikazuju tablice 11, 12 i 13.

**Tablica 11. Ekonomska isplativost procesa s jednostupanjskom kompresijom**

ENERGETSKA ANALIZA	Kotao		Visokotemperaturna dizalica topline		
	Prirodni plin	Ulje	R600a	R1234ze(Z)	R1233zd(E)
Godišnja potrebna toplinska energija za grijanje zraka [kWh]	5856000	5856000	5856000	5856000	5856000
Stupanj djelovanja/faktor grijanja	0,85	0,8	2,42	2,83	2,88
Efektivna potreba za energijom [kWh]	6889412	7320000	2419835	2069258	2033333
Emisija CO <sub>2</sub> [kg]	1289491	1817175	1375047	1375047	1375047
Utrošak energenata	740001 m <sup>3</sup>	734940 l	2626009 kWh <sub>el</sub>	2226616 kWh <sub>el</sub>	2193258 kWh <sub>el</sub>
<b>EKONOMSKA ANALIZA</b>					
Investicija [€]	80.000,00	93.000,00	720.000,00	720.000,00	720.000,00
Faktor anuiteta	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21
Trošak kapitala [€/god]	<b>16.483,18</b>	<b>19.161,70</b>	<b>148.348,66</b>	<b>148.348,66</b>	<b>148.348,66</b>
Cijena energenata [€/kWh]	0,038	0,072	0,119	0,119	0,119
Pogonski troškovi [€/god]	<b>258.352,94</b>	<b>527.040,00</b>	<b>288.444,30</b>	<b>246.655,55</b>	<b>242.373,33</b>
Troškovi kapitala i pogona [€/god]	274.836,13	546.201,70	436.792,95	395.004,20	390.721,99
Troškovi kroz 20 godina [€]	<b>5 496.722,50</b>	<b>10 924.034,03</b>	<b>8 735.859,06</b>	<b>7 900.084,07</b>	<b>7 814.439,78</b>

**Tablica 12. Ekonomska isplativost procesa s dvostupanjskom kompresijom**

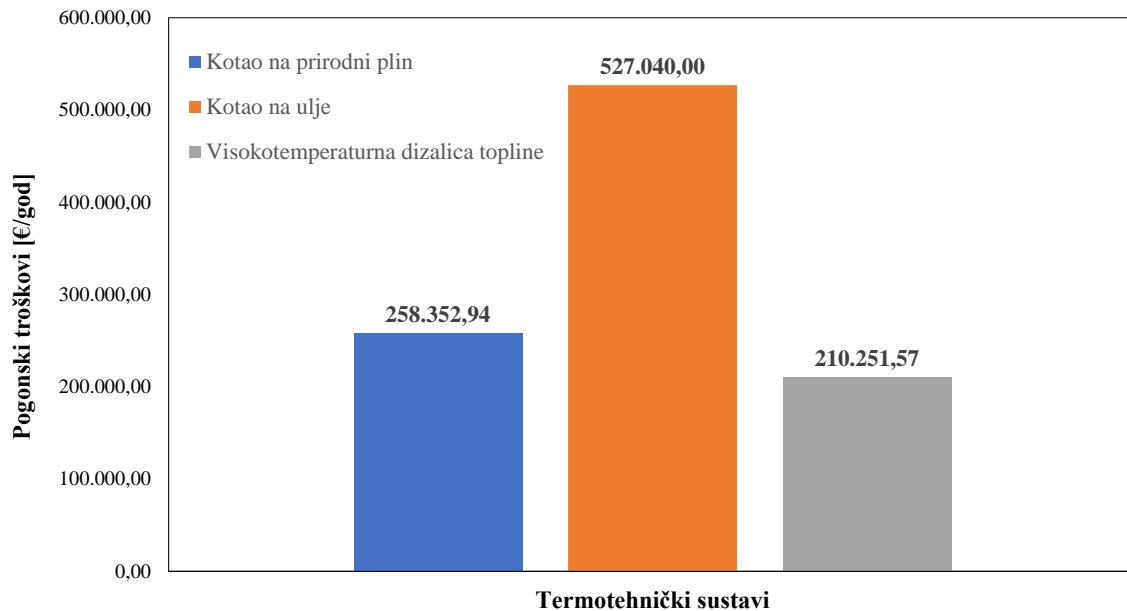
ENERGETSKA ANALIZA	Kotao		Visokotemperaturna dizalica topline
	Prirodni plin	Ulje	R1234ze(Z)
Godišnja potrebna toplinska energija za grijanje zraka [kWh]	5856000	5856000	5856000
Stupanj djelovanja/faktor grijanja	0,85	0,8	3,32
Efektivna potreba za energijom [kWh]	6889412	7320000	1763855
Emisija CO <sub>2</sub> [kg]	1289491	1817175	1375047
Utrošak energenata	740001 m <sup>3</sup>	734940 l	1882958 kWh <sub>el</sub>
<b>EKONOMSKA ANALIZA</b>			
Investicija [€]	80.000,00	93.000,00	720.000,00
Faktor anuiteta	0,21	0,21	0,21
Trošak kapitala [€/god]	<b>16.483,18</b>	<b>19.161,70</b>	<b>148.348,66</b>
Cijena energenata [€/kWh]	0,038	0,072	0,119
Pogonski troškovi [€/god]	<b>258.352,94</b>	<b>527.040,00</b>	<b>210.251,57</b>
Troškovi kapitala i pogona [€/god]	274.836,13	546.201,70	358.600,22
Troškovi kroz 20 godina [€]	<b>5 496.722,50</b>	<b>10 924.034,03</b>	<b>7 172.004,44</b>

**Tablica 13. Ekonomska isplativost procesa s kaskadnim sustavom**

ENERGETSKA ANALIZA	Kotao		Visokotemperaturna dizalica topline	
	Prirodni plin	Ulje	R717/R600a	R717/R1234ze(Z)
Godišnja potrebna toplinska energija za grijanje zraka [kWh]	5856000	5856000	5856000	5856000
Stupanj djelovanja/faktor grijanja	0,85	0,8	2,88	3,07
Efektivna potreba za energijom [kWh]	6889412	7320000	2033333	1907492
Emisija CO <sub>2</sub> [kg]	1289491	1817175	1375047	1375047
Utrošak energenata	740001 m <sup>3</sup>	734940 l	2145055 kWh <sub>el</sub>	2019310 kWh <sub>el</sub>
<b>EKONOMSKA ANALIZA</b>				
Investicija [€]	80.000,00	93.000,00	720.000,00	720.000,00
Faktor anuiteta	0,206	0,206	0,206	0,206
Trošak kapitala [€/god]	<b>16.483,18</b>	<b>19.161,70</b>	<b>148.348,66</b>	<b>148.348,66</b>
Cijena energenata [€/kWh]	0,038	0,072	0,119	0,119
Pogonski troškovi [€/god]	<b>258.352,94</b>	<b>527.040,00</b>	<b>242.373,33</b>	<b>227.373,03</b>
Troškovi kapitala i pogona [€/god]	274.836,13	546.201,70	390.721,99	375.721,69
Troškovi kroz 20 godina [€]	<b>5 496.722,50</b>	<b>10 924.034,03</b>	<b>7 814.439,78</b>	<b>7 514.433,70</b>

Ukoliko se cijene energenata smatraju fiksnima, najutjecajniji parametri na iznos troškova za visokotemperaturnu dizalicu topline su ostvarivi faktor grijanja, cijena investicije i vrijeme rada sustava. To znači da je potrebno izvesti postrojenje na način da primijenjena radna tvar ima visoke iznose faktora grijanja pri što većim iznosima specifičnog volumetrijskog učina. Prva preporuka se odnosi na smanjenje pogonskih troškova, dok je potonja za smanjenje veličine kompresora, odnosno cijene investicije.

Iz prethodnih tablica mogu se uočiti niži pogonski troškovi visokotemperaturne dizalice topline u odnosu na kotao. Iz tablice 12 uzeti su podaci kako bi se grafički prikazalo razliku u pogonskim troškovima na slici 28.

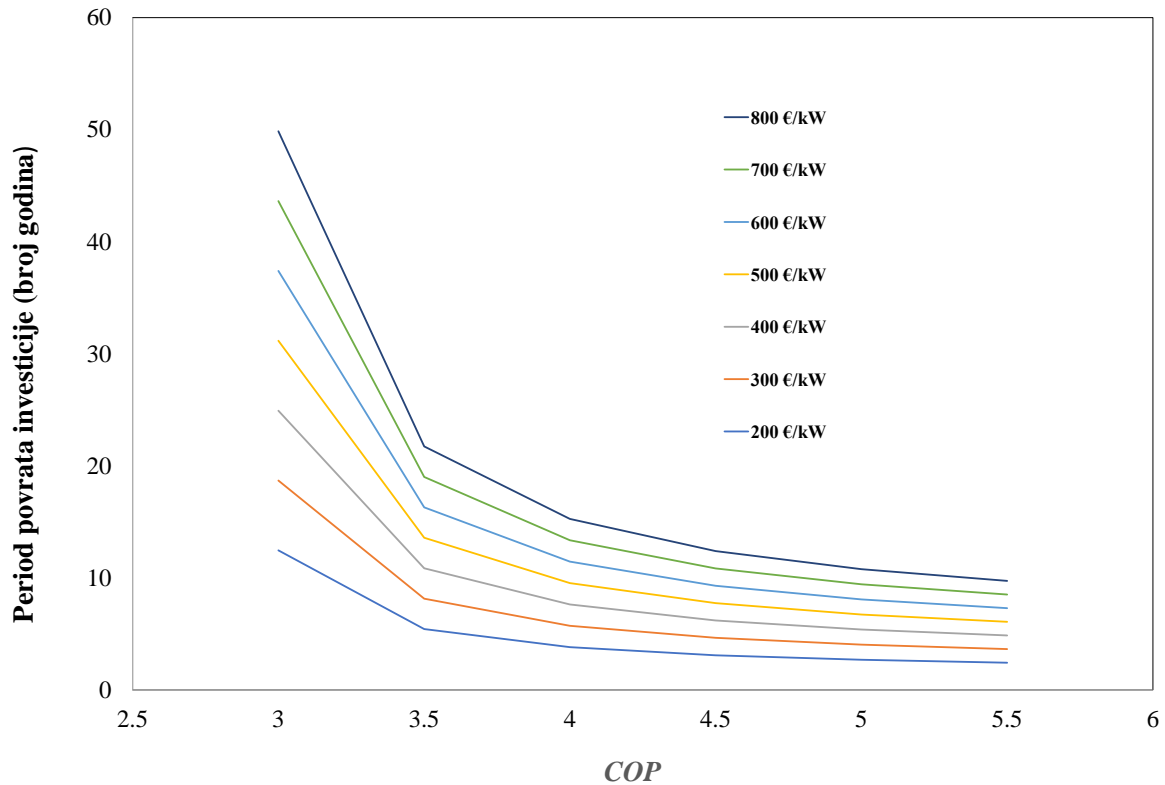


**Slika 28. Usporedba pogonskih troškova kotla i visokotemperaturne dizalice topline**

Vidljivo je da dizalica topline ima najniže pogonske troškove na godišnjoj razini, dok ulje iziskuje najveće godišnje troškove.

Ako se povrat investicije definira kao omjer investicije i razlike u ostvarenim godišnjim pogonskim troškovima u odnosu na postojeći sustav, proces s dvostupanjskom kompresijom i to s radnom tvari R1234ze(Z) pokazuje najbrži povrat investicije. U odnosu na kotao na ulje, povrat investicije bi bio čak do dvije godine što pokazuje koliko je sustav na ulje neisplativ. U usporedbi s kotlom na plin, povrat investicije bi iznosio 14 godina. Za industriju je takvo nešto neprihvatljivo obzirom da se uglavnom zahtijeva povrat do 3 godine.

Kao što je prethodno rečeno, cijena investicije i faktor grijanja imaju najvažniju ulogu u povratu investicije. Za promatrani slučaj s radnom tvari R1234ze(Z) utjecaj ta dva parametra dijagramski su prikazani na slici 29.



**Slika 29. Ovisnost duljine povrata investicije o ostvarenom faktoru grijanja s radnom tvari R1234ze(Z) uz sustav s dvostupanjskom kompresijom i cijeni investicije u odnosu na kotao na prirodni plin**

Bitno je, dakle, utjecati na način izvođenja procesa, odnosno postići poboljšanje parametara procesa s odgovarajućom radnom tvari. Kao što je pokazano, ti parametri su direktno povezani s isplativošću primjene visokotemperaturne dizalice topline.



## 7. ZAKLJUČAK

Analizirajući istraživanja na području visokotemperaturnih dizalica topline, može se shvatiti da postoji potencijal za njihovu široku primjenu obzirom na količinu otpadne topline u industriji koja se može iskoristiti. Uvođenjem takvih sustava koji koriste radne tvari s malim potencijalom globalnog zagrijavanja, smanjuju se emisije stakleničkih plinova iz industrijskog sektora. No, unatoč tome što su industrijske dizalice topline ekološki prihvatljive, još uvijek postoje mnoga ograničenja za njihovu masovnu primjenu. Dugo vrijeme povrata investicije, manjak edukacije o mogućoj integraciji te ograničena primjena radnih tvari zbog visokih temperatura neki su od glavnih prepreka u razvoju ove tehnologije.

Pregledom tržišta može se naći 20-ak visokotemperaturnih dizalica topline kojima je moguće ostvariti temperaturu toplinskog ponora do 90 °C, a tek nekoliko takvih uređaja može osigurati tu temperaturu ponora do 130 °C. Najčešće korištene radne tvari su R245fa, R717, R744, R134a te R1234ze(E) s kojima su ostvarivi faktori grijanja 2,4 – 5,8.

Bitni parametri kod ispitivanja primjenjivosti industrijskih dizalica topline su temperatura toplinskog izvora te toplinskog ponora. U ovom radu se pokazalo da unatoč postojanju dovoljne količine otpadne topline, niska temperatura toplinskog izvora predstavlja ograničenje na izbor radnih tvari. Pojava visokih kompresijskih omjera i temperatura nakon kompresije povezana je s niskom temperaturom otpadne topline koja se dovodi na isparivač dizalice topline. Zato je važno da izvor topline ima dovoljno visoku temperaturu kako bi se primjenom odgovarajuće radne tvari osigurala potrebna temperatura toplinskog ponora.

Obzirom na smjer istraživanja ovih uređaja, čini se da će sustavi s jednostupanjskom i dvostupanjskom kompresijom s međuizmjenjivačem biti temeljni način izvođenja procesa s visokotemperaturnim dizalicama topline. S druge strane, izbor radne tvari predstavlja veću prepreku, a ovisi o cijeni energije te cijeni investicije, a pored toga postoje i ograničenja iz sigurnosnih razloga (zapaljivost, otrovnost) koja je potrebno uvažiti.

## LITERATURA

- [1] Europsko vijeće, “Klimatske promjene: što poduzima EU - Consilium,” *consilium.europa.eu*, 2020. <https://www.consilium.europa.eu/hr/policies/climate-change/> (accessed Apr. 27, 2020).
- [2] Europsko vijeće, “Klimatske promjene: EU potpisao Pariški sporazum - Consilium,” <https://www.consilium.europa.eu/>, 2016. <https://www.consilium.europa.eu/hr/press/press-releases/2016/04/22/paris-agreement-global-climate-action/> (accessed Apr. 27, 2020).
- [3] T. Nowak, “Heat Pumps: Integrating technologies to decarbonise heating and cooling,” 2018. [Online]. Available: [https://www.ehpa.org/fileadmin/user\\_upload/White\\_Paper\\_Heat\\_pumps.pdf](https://www.ehpa.org/fileadmin/user_upload/White_Paper_Heat_pumps.pdf).
- [4] M. Kottari *et al.*, “Decarbonizing the European energy system: the SET-Plan actions in the industry and transport sectors,” *Int. Issues Slovak Foreign Policy Aff.*, vol. XXVI, no. 1-2/XXVI/2017, pp. 15–34, 2017, [Online]. Available: <https://www.ceeol.com/search/journal-detail?id=154>.
- [5] D 3, “Profile of heating and cooling demand in 2015,” 2017. Accessed: May 02, 2020. [Online]. Available: [www.heatroadmap.eu](http://www.heatroadmap.eu).
- [6] M. Andrassy *et al.*, *Priručnik za energetska certificiranje zgrada*. 2010.
- [7] D. Dović, *Obnovljivi izvori energije*. Zagreb, 2012.
- [8] European Commission, “Heat from Renewable Energy Sources: The RES-H initiative and related Directives,” *Energy*, no. 332, 2002, doi: 10.1126/science.1090720.
- [9] M. Zogg, “History of Heat pumps,” no. May, pp. 1–114, 2008.
- [10] V. Soldo, *Dizalice topline s OIE, Podloge za predavanja*. 2018.
- [11] M. Andrassy, *Stapni kompresori*. 2004.
- [12] O. Bamigbetan, T. M. Eikevik, P. Nekså, M. Bantle, and C. Schlemminger, “Theoretical analysis of suitable fluids for high temperature heat pumps up to 125 °C heat delivery.” 2018.
- [13] U. Eu and P. I. Vije, “Uredba (EU) br. 517/2014 Europskog parlamenta i vijeća o fluoriranim stakleničkim plinovima,” 2014.
- [14] C. Forman, I. K. Muritala, R. Pardemann, and B. Meyer, “Estimating the global waste heat potential,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 57, pp. 1568–1579, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.12.192.

- [15] G. F. Frate, L. Ferrari, and U. Desideri, "Analysis of suitability ranges of high temperature heat pump working fluids," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 150, no. August 2018, pp. 628–640, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.034.
- [16] Dr. Arpagaus Cordin, F. Bless, M. Uhlmann, J. Schiffmann, and S. Bertsch S., "High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials." 2018.
- [17] O. Bamigbetan, T. M. Eikevik, P. Neksa, and M. Bantle, "Étude De Pompes À Chaleur À Compression De Vapeur Pour Le Chauffage Haute Température À L'Aide De Fluides Actifs Naturels," *Int. J. Refrig.*, vol. 80, pp. 197–211, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.04.021.
- [18] EHPA, "Large scale heat pumps in Europe," 2017. doi: 10.1006/abio.1998.2698.
- [19] G. Kosmadakis, "Estimating the potential of industrial (high-temperature) heat pumps for exploiting waste heat in EU industries." 2019.
- [20] EHPA, "Large scale heat pumps in Europe\_vol2," 2017. doi: 10.1006/abio.1998.2698.
- [21] Oilon, "Oilon." [https://oilon.com/system/files?file=2019-02/Oilon\\_ChillHeat\\_Industrial\\_Heat\\_Pumps.pdf](https://oilon.com/system/files?file=2019-02/Oilon_ChillHeat_Industrial_Heat_Pumps.pdf).
- [22] International Energy Agency, "Application of industrial heat pumps: Part A," 2011.
- [23] Dr. Arpagaus Cordin, "Literaturstudie\_Hochtemperatur\_Waermepumpen," 2017. [Online]. Available: [http://www.fv-ies.ch/fileadmin/NTB\\_Institute/IES/FV-IES/Literaturstudie\\_Hochtemperatur\\_Waermepumpen.pdf](http://www.fv-ies.ch/fileadmin/NTB_Institute/IES/FV-IES/Literaturstudie_Hochtemperatur_Waermepumpen.pdf).
- [24] "Kobelco." [https://www.kobelco.co.jp/releases/2011/1184033\\_14781.html](https://www.kobelco.co.jp/releases/2011/1184033_14781.html).
- [25] R. Bergamini, J. Kjaer Jense, and B. Elmgaard, "Thermodynamic competitiveness of high temperature vapor compression heat pumps for boiler substitution," 2019.
- [26] " <https://slideplayer.gr/slide/15126260/>. (pristupljeno 10.05.2020.)
- [27] V. Minea and V. Minea, *Industrial heat pump - assisted wood drying*. 2018.
- [28] L. Tzong-Shing, L. Cheng-Hao, and C. Tung-Wei, "Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems," vol. 2. p. 400, 2006. (pristupljeno 13.06.2020.)
- [29] S. Brückner, S. Liu, L. Miró, M. Radspieler, L. F. Cabeza, and E. Lävemann, "Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies," *Applied Energy*, vol. 151. pp. 157–167, 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.01.147. (pristupljeno 05.07.2020.)

[30]

[https://mgipu.gov.hr/UserDocsImages/dokumenti/EnergetskaUcinkovitost/meteoroloski\\_podaci/FAKTORI\\_primarne\\_energije.pdf](https://mgipu.gov.hr/UserDocsImages/dokumenti/EnergetskaUcinkovitost/meteoroloski_podaci/FAKTORI_primarne_energije.pdf). (pristupljeno 08.07.2020.)

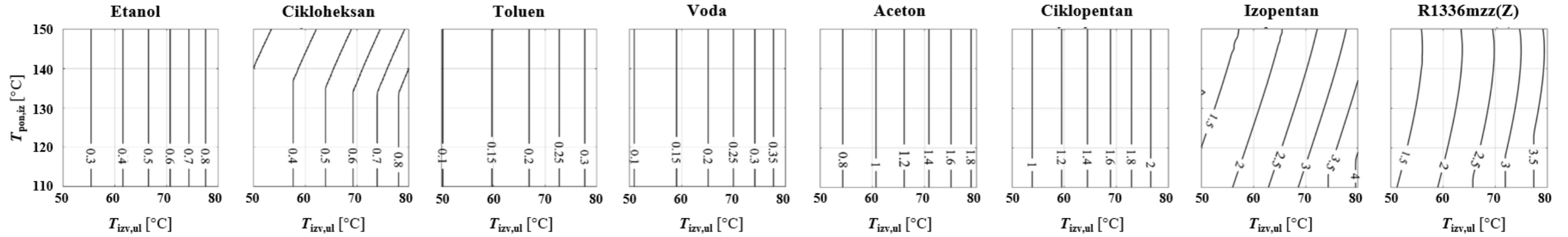
[31] [https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Main\\_Page](https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Main_Page).

(pristupljeno 08.07.2020.)

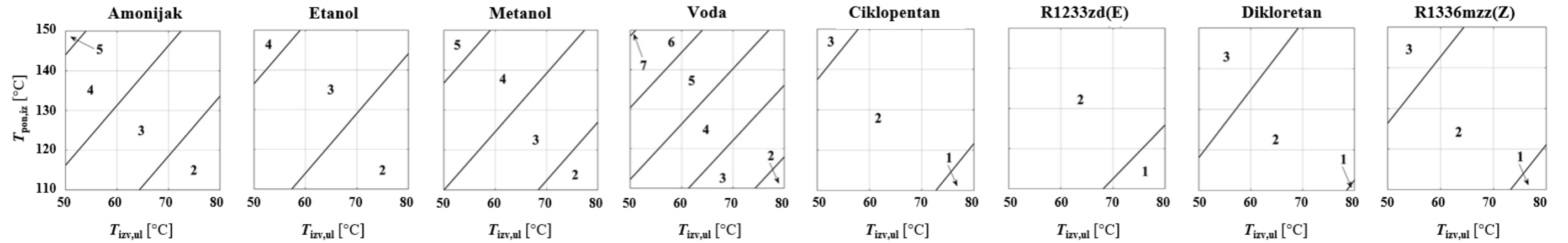
## PRILOZI

- PRILOG A: Ponašanje pojedinih parametara za određene radne tvari u ovisnosti o ulaznoj temperaturi izvora topline  $T_{izv,ul}$  (50 – 80 °C) i izlaznoj temperaturi ponora topline  $T_{pon,iz}$  (110 – 150 °C) [15]
- PRILOG B: Radne tvari za visokotemperaturne dizalice topline obzirom na ulaznu temperaturu izvora  $T_{izv,ul}$  (50 – 80 °C) i izlaznu temperaturu ponora topline  $T_{pon,iz}$  (110 – 150 °C) [15]
- PRILOG C: Industrijske dizalice topline s temperaturom toplinskog ponora 90 °C i više [16]
- PRILOG D: Parametri analiziranog industrijskog procesa postignuti s odabranim radnim tvarima
- Hidraulička shema spajanja sustava

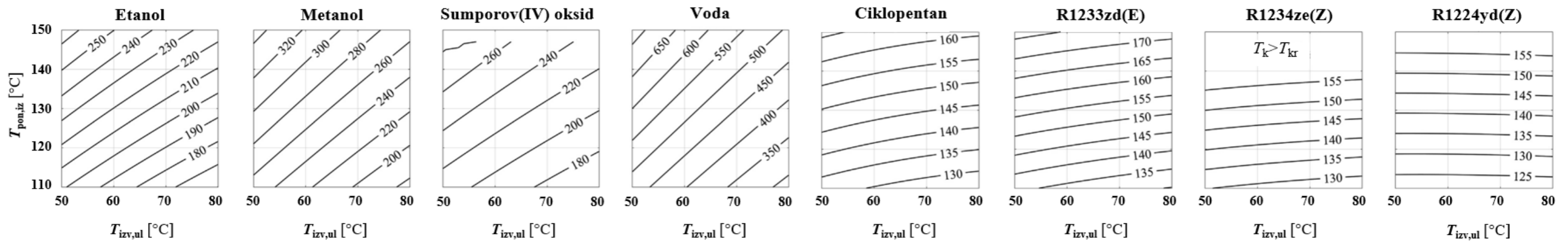
Tlak isparavanja  $p_i$  [bar] za određene radne tvari u ovisnosti o temperaturama  $T_{izv,ul}$  i  $T_{pon,iz}$



Broj stupnjeva kompresije za određene radne tvari u ovisnosti o temperaturama  $T_{izv,ul}$  i  $T_{pon,iz}$



Temperature na izlazu iz kompresora u ovisnosti o temperaturama  $T_{izv,ul}$  i  $T_{pon,iz}$



**PRILOG B: Radne tvari za visokotemperaturne dizalice topline obzirom na ulaznu temperaturu izvora**

$T_{izv,ul}$  (50 – 80 °C) i izlaznu temperaturu ponora topline  $T_{pon,iz}$  (110 – 150 °C) [15]

Naziv	$T_{izv,ul} < 65\text{ °C}$	$T_{izv,ul} > 65\text{ °C}$	$T_{izv,ul} > 65\text{ °C}$	$T_{izv,ul} < 65\text{ °C}$
	$T_{pon,iz} < 130\text{ °C}$	$T_{pon,iz} < 130\text{ °C}$	$T_{pon,iz} > 130\text{ °C}$	$T_{pon,iz} > 130\text{ °C}$
Aceton	✓	✓	✓(djelomično) <sup>1</sup>	X <sup>1</sup>
Amonijak	X <sup>1,4</sup>	X <sup>1,4</sup>	X <sup>1,4</sup>	X <sup>1,4</sup>
Benzen	X <sup>2</sup>	✓	✓	X <sup>2</sup>
Ciklopentan	✓	✓	✓	✓
Ciklopropan	✓(djelomično) <sup>4</sup>	✓(djelomično) <sup>4</sup>	X <sup>4</sup>	X <sup>4</sup>
Cikloheksan	X <sup>2</sup>	✓	✓	X <sup>2</sup>
Dikloretan	X <sup>1,2</sup>	✓(djelomično) <sup>1</sup>	✓(djelomično) <sup>1</sup>	X <sup>1,2</sup>
Dimetil karbonat	X <sup>2</sup>	✓(djelomično) <sup>2</sup>	✓(djelomično) <sup>2</sup>	X <sup>2</sup>
Etanol	X <sup>1,2</sup>	X <sup>1</sup>	X <sup>1,2</sup>	X <sup>1,2</sup>
Izobutan	✓(djelomično) <sup>4</sup>	✓(djelomično) <sup>4</sup>	X <sup>4</sup>	X <sup>4</sup>
Izoheksan	✓(djelomično) <sup>2</sup>	✓	✓	X <sup>2</sup>
Izopentan	✓	✓	✓	✓
Metanol	X <sup>1</sup>	X <sup>1</sup>	X <sup>1</sup>	X <sup>1,3</sup>
Heksametildisiloksan	X <sup>2</sup>	X <sup>2</sup>	X <sup>2</sup>	X <sup>2</sup>
n-butan	✓	✓	✓(djelomično) <sup>4</sup>	✓(djelomično) <sup>4</sup>
n-pentan	✓	✓	✓	✓
Neopentan	✓	✓	✓	✓
Novoc649	X <sup>2</sup>	✓(djelomično) <sup>2</sup>	X <sup>2</sup>	X <sup>2</sup>
R1224yd(Z)	✓	✓	✓(djelomično) <sup>4</sup>	✓(djelomično) <sup>4</sup>
R1233zd(E)	✓	✓	✓	✓
R1234ze(Z)	✓	✓	✓(djelomično) <sup>4</sup>	✓(djelomično) <sup>4</sup>
R1336mzz(Z)	✓	✓	✓	✓
R245ca	✓	✓	✓	✓
R265MFC	✓	✓	✓	✓
Sumporov(IV) oksid	X <sup>1</sup>	X <sup>1</sup>	X <sup>1</sup>	X <sup>1</sup>
Toluen	X <sup>2</sup>	X <sup>2</sup>	X <sup>2</sup>	X <sup>2</sup>
Voda	X <sup>1,2,3</sup>	X <sup>1,2</sup>	X <sup>1,2,3</sup>	X <sup>1,2,3</sup>

Izvan ograničenja:

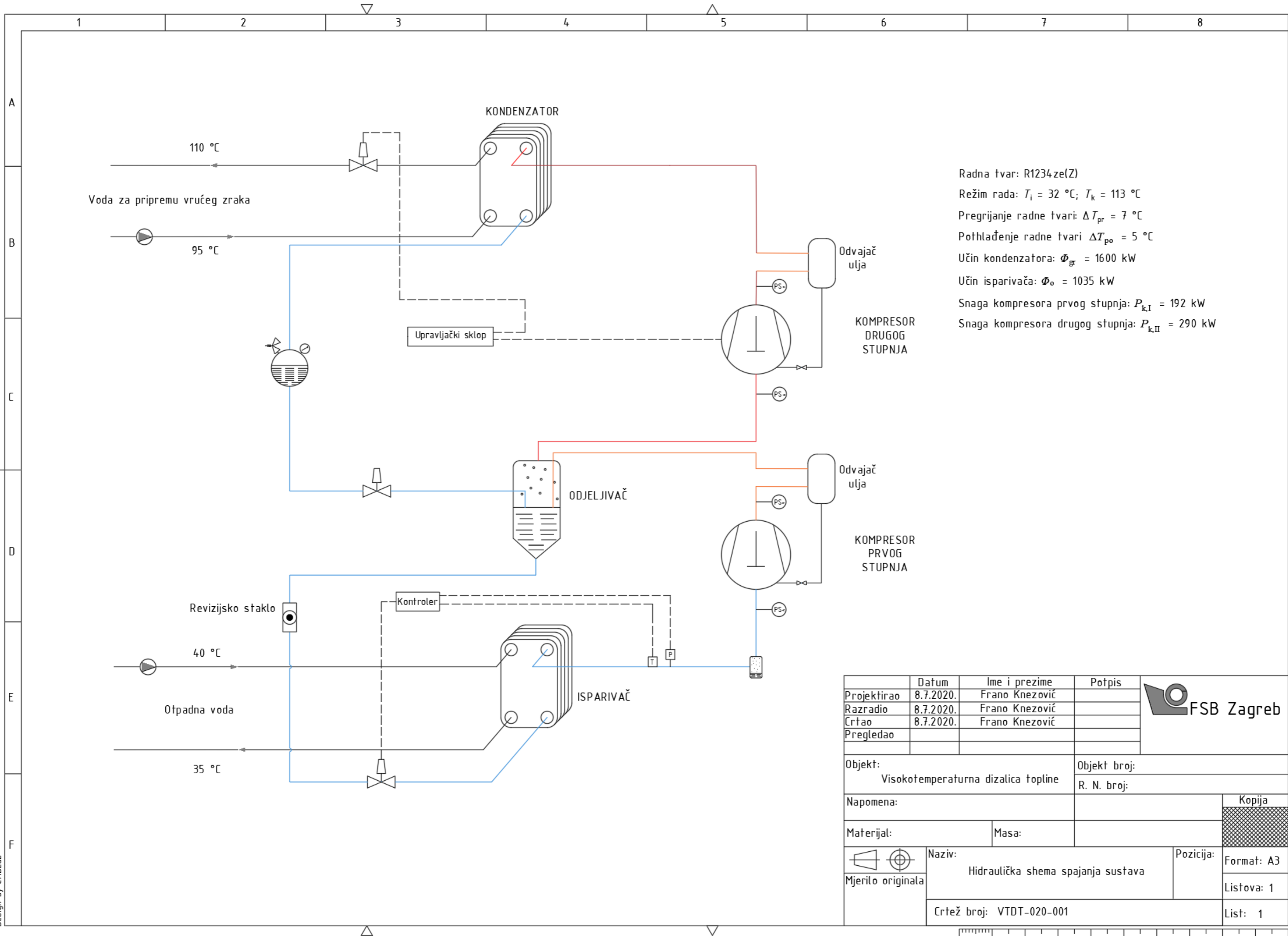
<sup>1</sup> Temperatura na izlazu iz kompresora niža od 180 °C; <sup>2</sup> Tlak isparavanja veći od 0,5 bar;

<sup>3</sup> Broj stupnjeva kompresije manji od 4; <sup>4</sup> Temperatura kondenzacije niža od kritične temperature

**PRILOG C: Industrijske dizalice topline s temperaturom toplinskog ponora 90 °C i više [16]**

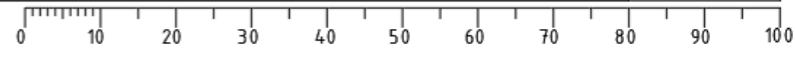
<b>Proizvođač</b>	<b>Proizvod</b>	<b>Radna tvar</b>	<b>Maksimalna temperatura toplinskog ponora</b>	<b>Toplinski učin</b>	<b>Vrsta kompresora</b>
Kobe Steel (Kobelco steam grow heat pump)	SGH 165	R134a/R245fa	165 °C	70 do 660 kW	Vijčani
	SGH 120	R245fa	120 °C	70 do 370 kW	
	HEM-HR90-90A	R134a/R245fa	90 °C	70 do 230 kW	
Vicking Heating Engines AS	HeatBooster S4	R1336mzz(Z) R245fa	150 °C	28 do 188 kW	Klipni
Ochsner	IWWDSS R2R3b	R134a/ÖKO1	130 °C	170 do 750 kW	Vijčani
	IWWDS ER3b	ÖKO (R245fa)	130 °C	170 do 750 kW	
	IWWHS ER3b	ÖKO (R245fa)	95 °C	60 do 850 kW	
Hybrid Energy	Hybrid Heat Pump	R717/R718 (NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O)	120 °C	0,25 do 2,5 MW	Klipni
Mayekawa	Eco Sirocco	R744 (CO <sub>2</sub> )	120 °C	65 do 90 kW	Vijčani
	Eco Cute Unimo	R744 (CO <sub>2</sub> )	90 °C	45 do 110 kW	
Combitherm	HWW 245fa	R245fa	120 °C	62 do 252 kW	Klipni
	HWW R1234ze	R1234ze(E)	95 °C	85 do 1301 kW	
Dürr thermea	thermeco <sub>2</sub>	R744 (CO <sub>2</sub> )	110 °C	51 do 2200 kW	Klipni (do 6 u paraleli)
Friotherm	Unidop 22	R1234ze(E)	95 °C	0,6 do 3,6 MW	Turbo (dvostupanjski)
	Unidop 50	R134a	90 °C	9 do 20 MW	
Star Refrigeration	Neatpump	R717 (NH <sub>3</sub> )	90 °C	0,35 do 15 MW	Vijčani (Vilter VSSH 76 bar)
GEA Refrigeration	GEA Grasso FX P 63 bar	R717 (NH <sub>3</sub> )	90 °C	2 do 4,5 MW	Vijčani (63 bar)
Johnson Controls	HeatPAC HPX	R717 (NH <sub>3</sub> )	90 °C	326 do 1324 kW	Klipni (60 bar)
	HeatPAC Screw	R717 (NH <sub>3</sub> )	90 °C	230 do 1315 kW	Vijčani
	Titan OM	R134a	90 °C	5 do 20 MW	Turbo
Mitsubishi	ETW-L	R134a	90 °C	340 do 600 kW	Turbo (dvostupanjski)
Viessmann	Vidocal 350-HT Pro	R1234ze(E)	90 °C	148 do 390 kW	Klipni (2 – 3 u paraleli)





Radna tvar: R1234ze(Z)  
 Režim rada:  $T_i = 32 \text{ °C}$ ;  $T_k = 113 \text{ °C}$   
 Pregrijanje radne tvari:  $\Delta T_{pr} = 7 \text{ °C}$   
 Pothlađenje radne tvari:  $\Delta T_{po} = 5 \text{ °C}$   
 Učin kondenzatora:  $\Phi_g = 1600 \text{ kW}$   
 Učin isparivača:  $\Phi_o = 1035 \text{ kW}$   
 Snaga kompresora prvog stupnja:  $P_{k,I} = 192 \text{ kW}$   
 Snaga kompresora drugog stupnja:  $P_{k,II} = 290 \text{ kW}$

	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Projektirao	8.7.2020.	Frano Knezović		
Razradio	8.7.2020.	Frano Knezović		
Crtao	8.7.2020.	Frano Knezović		
Pregledao				
Objekt:		Objekt broj:		
Visokotemperaturna dizalica topline		R. N. broj:		
Napomena:			Kopija	
Materijal:		Masa:		
	Naziv:		Pozicija:	Format: A3
Mjerilo originala	Hidraulička shema spajanja sustava			Listova: 1
Crtež broj: VTDT-020-001				List: 1



**PRILOG D: Parametri analiziranog industrijskog procesa postignuti s odabranim radnim tvarima**

• **Jednostupanjska kompresija**

Bez dodatnog pregrijavanja radne tvari

		<b>R717</b>	<b>R718</b>	<b>R1234ze(Z)</b>
Maseni protok radne tvari	$q_{m,RT}$ [kg/s]	1,48	0,52	10,94
Učin isparivača	$\Phi_o$ [kW]	1055,27	1095,19	1027,30
Snaga kompresora	$P_k$ [kW]	544,73	504,81	572,70
Faktor grijanja	$\varepsilon_{gr}$	2,94	3,17	2,79
Gustoća radne tvari na ulazu u kompresor	$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	9,59	0,04	11,75
Usisni volumen kompresora	$\dot{V}_u$ [m <sup>3</sup> /s]	0,15	13,79	0,93
Specifični volumetrijski učin	$q_{kond,v}$ [kJ/m <sup>3</sup> ]	10344,97	116,06	1719,56

S dodatnim pregrijavanjem radne tvari

		<b>R245fa</b>	<b>R600</b>	<b>R600a</b>	<b>R717</b>	<b>R718</b>	<b>R1233zd(E)</b>	<b>R1234ze(Z)</b>
Maseni protok radne tvari	$q_{m,RT}$ [kg/s]	11,98	6,30	7,77	1,42	0,51	11,03	10,34
Učin isparivača	$\Phi_o$ [kW]	1013,89	1006,64	944,57	1051,45	1089,80	1047,27	1037,78
Učin međuizmjenjivača	$\Phi_{iz}$ [kW]	78,15	82,13	101,40	31,39	6,85	65,69	66,76
Snaga kompresora	$P_k$ [kW]	586,11	593,36	655,43	548,55	510,20	552,73	562,22
Faktor grijanja	$\varepsilon_{gr}$	2,73	2,70	2,44	2,92	3,14	2,89	2,85
Gustoća radne tvari na ulazu u kompresor	$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	10,41	7,27	10,61	9,13	0,03	8,76	10,61
Usisni volumen kompresora	$\dot{V}_u$ [m <sup>3</sup> /s]	1,15	0,87	0,73	0,16	15,61	1,26	0,97
Specifični volumetrijski učin	$q_{kond,v}$ [kJ/m <sup>3</sup> ]	1390,12	1843,83	2182,89	10287,28	102,52	1270,81	1642,25

- **Dvostupanjska kompresija**

		<b>R717</b>	<b>R718</b>	<b>R1234ze(Z)</b>
Maseni protok radne tvari u krugu II	$q_{m,RT,II}$	1,84	0,61	11,45
Maseni protok radne tvari u krugu I	$q_{m,RT,I}$	1,17	0,49	7,19
Učin isparivača	$\Phi_o$	1113,96	1119,60	1118,18
Snaga kompresora I	$P_{k,I}$	192,50	202,93	191,56
Snaga kompresora II	$P_{k,II}$	293,54	277,47	290,26
Faktor grijanja	$\varepsilon_{gr}$	3,29	3,33	3,32
Gustoća radne tvari na ulazu u kompresor II	$\rho_3$	24,99	0,18	30,54
Usisni volumen kompresora II	$\dot{V}_u$	0,07	3,46	0,37
Specifični volumetrijski učin	$q_{kond,v}$	21740,04	461,77	4268,99