

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Marinko Filipović**

Zagreb, 2013.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. Željko Bogdan, dipl. ing.

Dr. sc. Mislav Čehil, dipl. ing.

Stjepko Katulić, dipl. ing.

Student:

Marinko Filipović

Zagreb, 2013.

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

Zahvaljujem se mentorima profesoru Željku Bogdanu i asistentima Mislavu Čehilu i Stjepku Katuliću. Uz njih je termodinamika postala zabavna.

Zahvaljujem se gospodinu Ivanu Rimcu iz cementare Koromačno na potrebnim podacima za proračun i na odvojenom vremenu za posjet cementari.

Zahvaljujem se gospodinu Božidaru Šeketi iz tvrtke Innoveva na ideji za temu Završnog rada i Filipu Rožiću na trudu oko prezentacije programa PDMS.

Marinko Filipović



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za završne 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:	
Ur.broj:	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student:

Mat. br.:

Naslov rada na  
hrvatskom jeziku:

Naslov rada na  
engleskom jeziku:

Opis zadatka:

Zadatak zadan:

Rok predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS OZNAKA .....	IV
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY .....	VIII
1. UVOD.....	1
2. ORGANSKI RANKINEOV CIKLUS .....	3
2.1. Povijest.....	3
2.2. Izbor radne tvari za ORC postrojenje .....	5
3. POGON ZA PROIZVODNJU CEMENTA .....	7
3.1. Cementara Koromačno .....	8
3.1.1. Način proizvodnje cementa.....	9
4. UGRADNJA SUSTAVA ORC U POGONE CEMENTARE.....	10
4.1. Podaci potrebni za proračun i moguće mjesto ugradnje ORC sustava u cementaru Koromačno.....	11
5. PRORAČUN .....	15
5.1. Princip rada ORCa .....	15
5.2. Primarni krug (krug sa termalnim uljem) .....	16
5.3. Sekundarni krug (ORC) .....	20
5.3.1. Turbina .....	20
5.3.2. Pumpa .....	20
5.3.3. Regenerator .....	20
5.3.4. Ekonomajzer .....	21
5.3.5. Pregrijač .....	22
5.3.6. Kondenzator .....	22
5.4. Rezultati proračuna .....	23
6. ZAKLJUČAK.....	30
LITERATURA.....	31
PRILOZI.....	32

**POPIS SLIKA**

Slika 1.	Svjetski energetske tokovi u 2007. godini [2].....	2
Slika 2.	William Rankine (1820-1872) i Harry Zvy Tabor .....	3
Slika 3.	Značajni proizvođači ORC sustava .....	4
Slika 4.	Broj instaliranih ORC postrojenja prema izvoru topline u 2009. godini .....	4
Slika 5.	Shema ugradnje ORC-a u cementari .....	11
Slika 6.	Ciklon i hlađenje klinkera .....	12
Slika 7.	Blizina morske obale kao potencijal .....	13
Slika 8.	Planirano mjesto ugradnje ORC-a.....	14
Slika 9.	Ciklon i rotacijska peć .....	14
Slika 10.	Proces s regeneriranjem u Ts dijagramu .....	15
Slika 11.	ORC ugrađen u cementaru sa optimalnim radnim parametrima za R134a.....	27
Slika 12.	Usporedba ciklusa s (plavi) i bez (narančasti) regeneratora za R134a.....	28

## POPIS TABLICA

Tablica 1. Usporedba podataka nekih cementara .....	10
Tablica 2. Parametri cementare Koromačno .....	13
Tablica 3. Rezultati proračuna s nadkritičnim tlakovima za R134a i R123 .....	25
Tablica 4. Rezultati proračuna s podkritičkim tlakovima za R134a i R123.....	26
Tablica 5. Rezultati proračuna za različite fluide .....	29

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$\eta_m$	-	Koeficijent mehaničke iskoristivosti turbine
$\eta_{ti}$	-	Koeficijent izentropske iskoristivosti turbine
$Nu$	-	Nusseltova značajka
$Pe$	-	Pecletova značajka
$Pr$	-	Prandtlova značajka
$Re$	-	Reynoldsova značajka
$\eta_{\text{camot}}$	-	Koeficijent termičke iskoristivosti karnotiziranog ciklusa
$\eta_{\text{ORC}}$	-	Koeficijent termičke iskoristivosti ciklusa
$\eta_{\text{postrojenja}}$	-	Koeficijent termičke iskoristivosti postrojenja
$\mu$	-	Trenja između fluida i stijenke cijevi
$T_{dp}$	°C	Temperatura dimnih plinova
$T_{tz}$	°C	Temperatura toplog zraka
$h_{dp,i}$	J/kg	Entalpija dimnih plinova na izlazu iz izmjenjivača
$h_{dp,u}$	J/kg	Entalpija dimnih plinova na ulazu u izmjenjivač
$h_{mv,izl}$	J/kg	Entalpija morske vode na izlazu iz kondenzatora
$h_{mv,ul}$	J/kg	Entalpija morske vode na ulazu u kondenzator
$h_{tz,u}$	J/kg	Entalpija toplog zraka na ulazu u izmjenjivač
$h_{tzi}$	J/kg	Entalpija toplog zraka na izlazu iz izmjenjivača
$\Delta h$	J/kg	Razlika entalpija
$c_{p,mv}$	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet morske vode pri konstantnom tlaku
$c_{pdp}$	J/kgK	Specifični toplinski kapaciteti dimnih plinova
$c_{ptz}$	J/kgK	Specifični toplinski kapaciteti toplog zraka
$c_p$	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku
$Q/kg_{kl}$	J/kg <sub>kl</sub>	Toplina izražena po kilogramu klinkera
$C_{pdp}$	J/m <sup>3</sup> K	Srednji volumni toplinski kapacitet dimnih plinova
$C_p$	J/m <sup>3</sup> K	Specifični molarni toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku
$T_1''$	K	Temperatura slabije struje na izlazu iz izmjenjivača
$T_1'$	K	Temperatura slabije struje na ulazu u izmjenjivač
$T_2''$	K	Temperatura jače struje na izlazu iz izmjenjivača



$T_2'$	K	Temperatura jače struje na ulazu u izmjenjivač
$T_{dp,i}$	K	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz izmjenjivača
$T_{dp,u}$	K	Temperatura dimnih plinova na ulazu u izmjenjivač
$T_{mv,izl}$	K	Temperatura morske vode na izlazu iz kondenzatora
$T_{mv,ul}$	K	Temperatura morske vode na ulazu u kondenzator
$T_s$	K	Temperatura stijenke cijevi
$T_{tz,i}$	K	Temperatura toplog zraka na izlazu iz izmjenjivača
$T_{tz,u}$	K	Temperatura toplog zraka na ulazu u izmjenjivač
$\Delta T_m$	K	Srednja logaritamska temperaturna razlika
$\Delta T_{mm}$	K	Razlika temperatura, manja
$\Delta T_{mv}$	K	Razlika temperatura, veća
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Gustoća
$\dot{m}_{dp}$	kg/s	Maseni protok dimnih plinova
$\dot{m}_{rf}$	kg/s	Maseni protok radnog fluida
$\dot{m}_{tz}$	kg/s	Maseni protok toplog zraka
$d_u$	m	Unutarnji promjer cijevi
$d_v$	m	Vanjski promjer cijevi
$d_u$	m	Unutarnji promjer cijevi
$r$	m	Polumjer cijevi
$r_1$	m	Unutarnji polumjer cijevi
$r_2$	m	Vanjski polumjer cijevi
$L$	m	Duljina cijevi
$v$	m/s	Brzina strujanja fluida
$g$	m/s <sup>2</sup>	Ubrzanje zbog utjecaja sile gravitacije
$A_v$	m <sup>2</sup>	Vanjska površina izmjenjivača
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	Kinematička viskoznost
$\dot{V}_{dp}$	m <sup>3</sup> /s	Volumni protok dimnih plinova
$\dot{V}_{dp}$	m <sup>3</sup> /s	Volumni protok dimnih plinova
$\dot{V}_{tz}$	m <sup>3</sup> /s	Volumni protok toplog zraka
$p_{max}$	Pa	Tlak radne tvari pred turbinom
$p_{min}$	Pa	Tlak radne tvari pred pumpom
$\Delta p$	Pa	Pad tlaka zbog trenja
$\eta$	Pas	Dinamička viskoznost
$\dot{Q}_{eko}$	W	Dovedena toplina u ekonomajzeru
$\dot{Q}_{pre}$	W	Dovedena toplina u pregrijaču

$\dot{Q}_{dp}$	W	Toplinski tok sa dimnih plinova na termalno ulje
$\dot{Q}_{tz}$	W	Toplinski tok sa toplog zraka na termalno ulje
$P_{p,mv}$	W	Snaga potrebna za pogon pumpe na strani morske vode
$P_{p,tu}$	W	Snaga potrebna za pogon pumpe na strani termalnog ulja
$P_p$	W	Snaga pumpe
$P_t$	W	Snaga turbine
$\alpha_{rf}$	W/m <sup>2</sup> K	Koeficijent prijelaza topline na strani radnog fluida
$k_v$	W/m <sup>2</sup> K	Ukupni koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu cijevi
$\alpha_{dp}$	W/m <sup>2</sup> K	Koeficijent prijelaza topline na strani dimnih plinova
$\alpha_{rf}$	W/m <sup>2</sup> K	Koeficijent prijelaza topline na strani radnog fluida
$\lambda$	W/mK	Toplinska vodljivost (provodnost)
$h_6$	J/kg	Entalpija radnog fluida na ulazu u ekonomajzer
$s_6$	J/kgK	Entropija radnog fluida na ulazu u ekonomajzer
$h_5$	J/kg	Entalpija radnog fluida na ulazu u kondenzator
$s_5$	J/kgK	Entropija radnog fluida na ulazu u kondenzator
$T_5$	K	Temperatura radnog fluida na ulazu u kondenzator
$h_4$	J/kg	Stvarna entalpija radnog fluida na izlazu iz pumpe
$h_{4i}$	J/kg	Entalpija radnog fluida nakon izentropske kompresije
$h_3$	J/kg	Entalpija radnog fluida na izlazu iz kondenzatora
$h_3$	J/kg	Entalpija radnog fluida na ulazu u pumpu
$s_3$	J/kgK	Entropija radnog fluida na izlazu iz kondenzatora
$h_2$	J/kg	Stvarna entalpija na izlazu iz turbine
$h_{2i}$	J/kg	Entalpija radnog fluida nakon izentropske ekspanzije u turbini
$h_1$	J/kg	Entalpija radnog fluida na izlazu iz pregrijača
$h_1$	J/kg	Entalpija radnog fluida na ulazu u turbinu
$s_1$	J/kgK	Entropija radnog fluida na izlazu iz pregrijača

## **SAŽETAK**

U radu je okvirno razrađen potencijal ugradnje ORCa za iskorištavanje otpadne topline iz pogona cementare Holcim u Koromačnom. Opisani su principi rada cementare i organskog Rankineovog ciklusa. Postavljen je matematički model za proračun ciklusa, a korišten je program Excel. Za određivanje stanja tvari korištene su pozivne funkcije iz programa miniREFPROP. Optimizacija je provedena upotrebom Excelovog alata Solver. Na kraju rada dani su rezultati za radne fluide R134a i R123 sa i bez upotrebe regeneradora. Kao rashladni spremnik odabrana je morska voda zbog blizine obale mora, a za posrednika između dva izvora topline i ORCa odabrano je termalno ulje Terminol 66.

## **SUMMARY**

The article generally elaborates the potential of installing ORC plant for the heat recovery from the Holcim cement plant in Koromačno. Working principles of cement and organic Rankine cycle are described. The mathematical model is set up, and the Excel program is used for the calculation. Call functions from the program miniREFPROP are used to determine the physical state of the substance. Optimization is performed using the Excel Solver tool. At the end of the article results are presented for the working fluids R134a and R123 with and without the use of regenerator. As a cooling tank saltwater is chosen because of its proximity to the plant, and for the mediator between the two sources of heat and ORC it is chosen thermal oil Terminol 66.

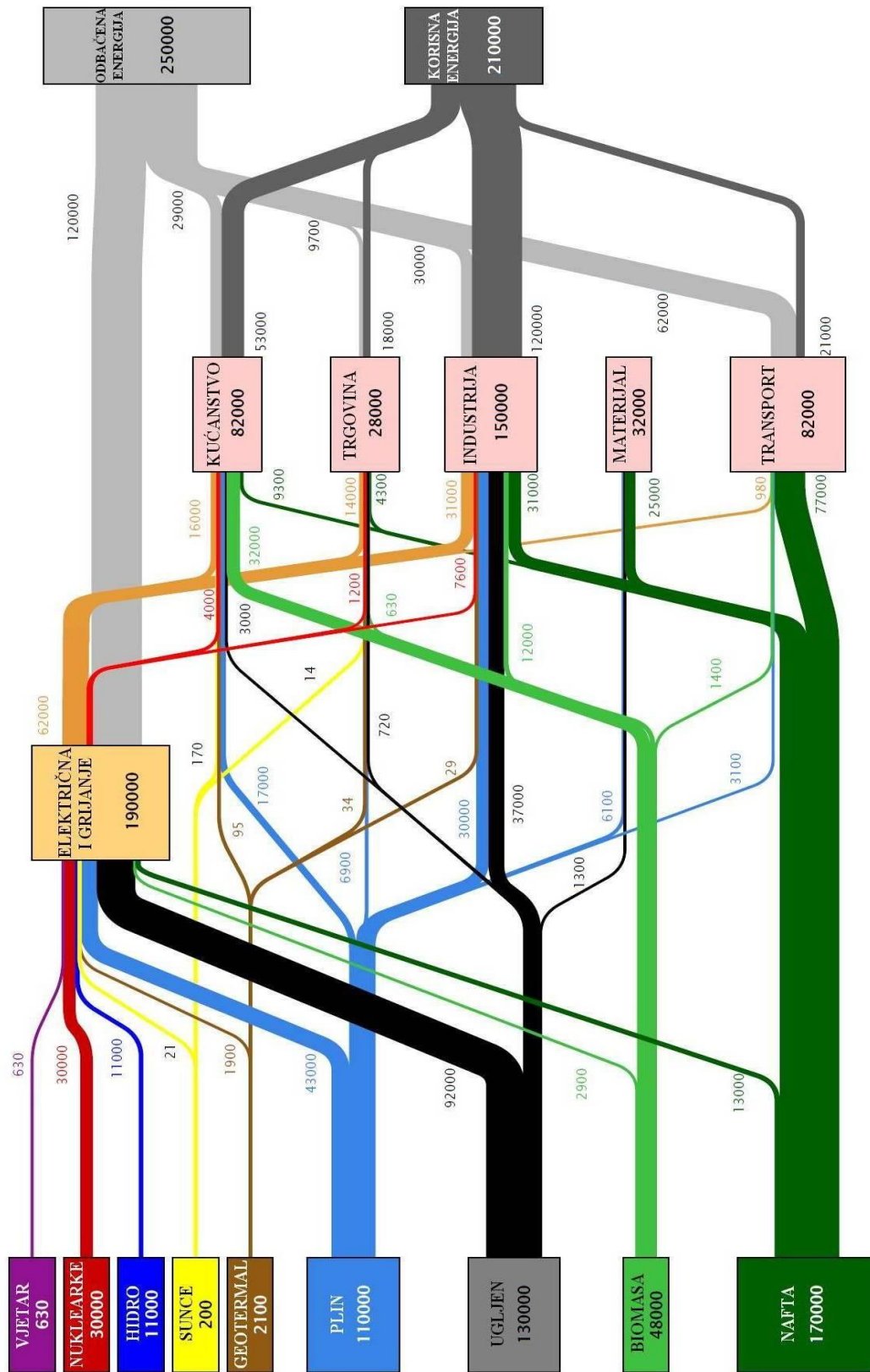
## **1. UVOD**

Otpadna toplina podrazumjeva toplinsku energiju sadržanu u tvari relativno niske temperature zbog čega je takva energija nekvalitetna i biva odbačena u okolinu. Nekvalitetna energija ima nisku eksergiju odnosno malu sposobnost izvršavanja rada. Razlog nastajanju velikih količina otpadne topline iz raznih postrojenja je nemogućnost da bilo koje postrojenje ili toplinski stroj u potpunosti iskoristi ulaznu energiju [Slika 1] [2]. Ispuštanje otpadne topline u okoliš pridonosi toplinskom onečišćenju okoliša ako je ta energija otpad iz postrojenja koja koriste fosilna goriva. Rješenje za ovaj problem bilo bi iskorištavanje obnovljivih izvora energije: otpadna toplina iz postrojenja koja koriste sunčevu energiju ne onečišćuje okoliš, a CO<sub>2</sub> iz postrojenja koja koriste biomasu je neutralnog utjecaja na atmosferu. Tehnologija koja danas ponajviše obećava je rekuperativni sustav za proizvodnju električne energije baziran na organskom Rankineovom ciklusu (Organic Rankine Cycle, ORC). ORC danas ima najveću primjenu u niskotemperaturnim geotermalnim postrojenjima, postrojenjima loženim na biomasu, solarnim postrojenjima i postrojenjima sa rekuperacijom otpadne topline kao što su čeličane, cementare, tvornice stakla i slična postrojenja.

U ovom radu će biti riječi o mogućnosti iskorištavanja otpadne topline iz cementare Koromačno u Istri.



Svjetski energetske tokovi u 2007. godini: ~ 490000 PJ



Slika 1. Svjetski energetske tokovi u 2007. godini [2]

## 2. ORGANSKI RANKINEOV CIKLUS

### 2.1. Povijest

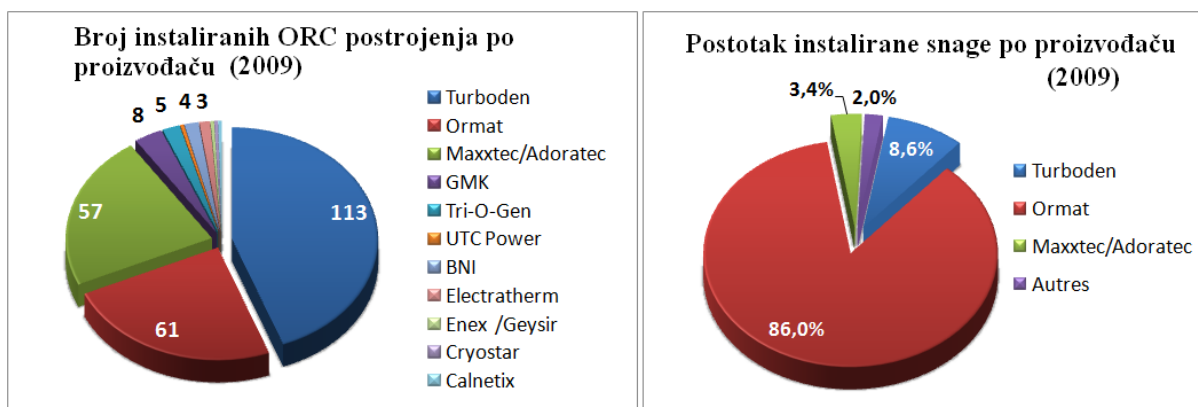
Princip rada ORC-a je vrlo sličan Rankine-ovom ciklusu sa vodenom parom: radni medij se zagrijava i isparava preuzimajući toplinu iz ogrijevnog spremnika te ekspanira u turbini u kojoj energija pare prelazi u mehanički rad. Preko vratila mehanički rad u generatoru prelazi u električnu energiju. Po izlasku iz turbine para kondenzira u kondenzatoru predajući energiju rashladnom spremniku te se termodinamički ciklus ponavlja. Ovaj ciklus je nazvan po škotskom fizičaru Williamu Rankineu [Slika 2] koji ga je i opisao, a valja napomenuti da se 90% današnje električne energije proizvede na temelju tog ciklusa. Razlika između Rankineovog ciklusa sa vodenom parom i organskog Rankineovog ciklusa je u radnom mediju. Fluid u ORC-u je organskog porijekla, a prednost pred vodenom parom ima u niskoj temperaturi isparavanja što ga čini pogodnim za iskorištavanje niskotemperaturnih izvora topline. Prvi prototip snage  $3 \text{ kW}_e$  koristio je sunčevu energiju, a predstavljen je u Rimu 1961. godine. Razvili su ga izraelski inženjer Harry Zvi Tabor [Slika 2] i francuz Lucien Bronicki.



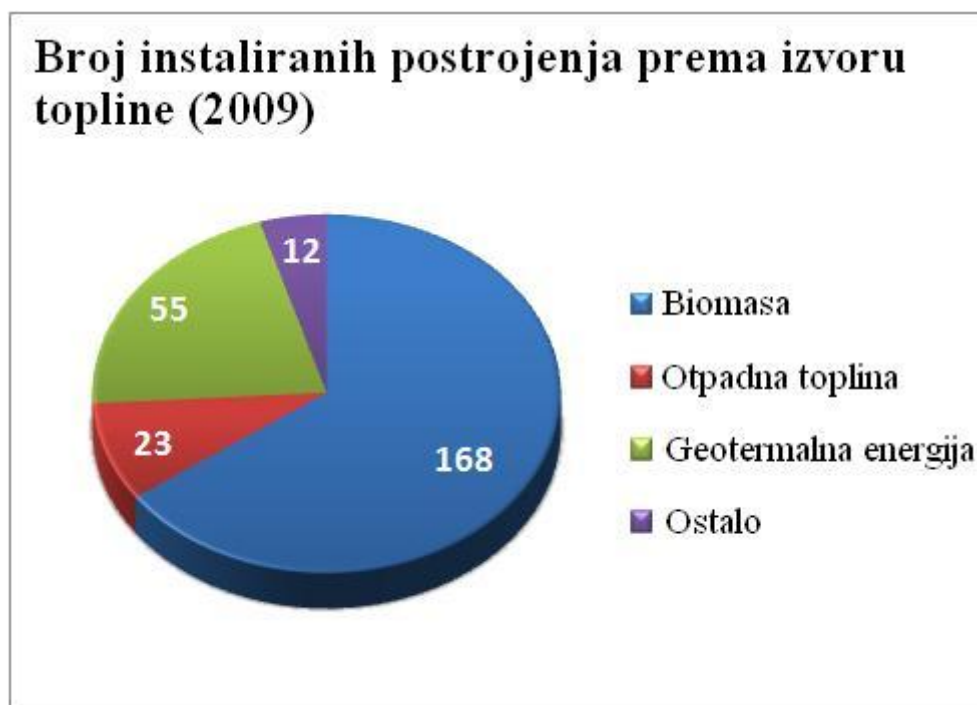
**Slika 2. William Rankine (1820-1872) i Harry Zvi Tabor**

Do danas je instalirano više stotina ORC postrojenja diljem svijeta čija je zajednička snaga veća od  $1,5 \text{ GW}$  električne energije [4]. Od 2000. godine je primjećen nešto nagliji rast instaliranih postrojenja. Najveći broj postrojenja koristi toplinu dobivenu iz biomase, slijedi geotermalna energija te otpadna toplina dok najmanji broj ORC postrojenja koristi toplinu sunca. Snaga jednog ORC postrojenja se kreće u prosjeku od  $300 \text{ kW}_e$  do  $3 \text{ MW}_e$ , ali postoje postrojenja snage do  $10 \text{ MW}_e$  i takva se koriste uglavnom za iskorištavanje geotermalne energije. Bitno je napomenuti da se ORC postrojenja na biomasu ne ugrađuju u postrojenja čija je primarna funkcija proizvodnja električne energije jer je zbog visoke temperature

toplinskog izvora isplativije ugraditi Rankineov ciklus sa vodom kao radnim fluidom. ORC se ugrađuje u ona postrojenja čiji je nusprodukt biomasa pa se teži iskorištavanju otpada za dobivanje električne energije. Pri tome je bitno da ugrađeni sustav ne zahtjeva puno pažnje, a ORC je zbog mogućnosti automatizacije upravo takav sustav. Za snagu do 2 MW<sub>e</sub> ORC je učinkovitiji od konvencionalnih parnih turbina [3]. Najveći proizvođači ovakvih postrojenja prikazani su [Slika 3]. Talijanska tvrtka Turboden je vodeća na europskom tržištu dok je Ormat iz Izraela u vrhu po ugrađenom broju megavata širom svijeta.



Slika 3. Značajni proizvođači ORC sustava



Slika 4. Broj instaliranih ORC postrojenja prema izvoru topline u 2009. godini



## 2.2. Izbor radne tvari za ORC postrojenje

Organske radne tvari se mogu podijeliti na više načina [5]:

- Prema izgledu graničnih linija u T,s dijagramu:
  - a) Suhi fluidi, nazivaju se i pozitivni jer njihova krivulja zasićenja leži pod kutom od  $0^\circ$  do  $45^\circ$ . Većina organskih fluida su pozitivni fluidi.
  - b) Izentropski fluidi, njihova krivulja zasićenja stoji pod kutom od  $90^\circ$  s tolerancijom od  $-2^\circ$  do  $2^\circ$ .
  - c) Vlažni ili negativni fluidi – krivulja zasićenja im leži pod negativnim kutom (od  $-45^\circ$  do  $0^\circ$ ).
- Prema radnoj temperaturi:
  - a) Niskotemperaturni – za sustave sa temperaturom toplinskog izvora do  $150^\circ\text{C}$ ,
  - b) Srednjetemperaturni – od  $150^\circ\text{C}$  do  $250^\circ\text{C}$ ,
  - c) Visokotemperaturni – do  $400^\circ\text{C}$  (siloksani).
- Prema kemijskom sastavu mogu se podijeliti na grupe:
  - a) Ugljikovodici,
  - b) Fluorougljikovodici
  - c) Siloksani,

Kako je već navedeno u predhodnim poglavljima glavna razlika između klasičnog i organskog Rankineovog ciklusa je u upotrebi različite radne tvari, dok je u prvom slučaju riječ o vodi u drugom slučaju se radi o tvarima organskog porijekla velike molarne mase. Temelj tvari organskog porijekla su spojevi s ugljikom, uglavnom razni ugljikovodici. Postoji mnogo pristupa kod odabira odgovarajućeg fluida. Odabir se uglavnom temelji na termodinamičkim karakteristikama fluida, a najčešće je ključ odabira temperatura izvora topline.

Osim toga valja obratiti pažnju na još neke čimbenike kao što je izgled graničnih linija u T-s dijagramu. Ako su vlažni fluidi u upotrebi postoji opasnost od pojave kapljevine na kraju procesa ekspanzije unutar turbine te može doći do oštećenja lopatica kao što je slučaj kod Rankineovog ciklusa sa vodenom parom. Kao prevenciju od ove pojave takav fluid valja pregrijati. U praksi su češći suhi fluidi čija granična linija ima negativan nagib i kod kojih ne

postoji opasnost od kondenzacije unutar turbine, ali je nužna ugradnja regeneratora u kom se primjerice kod upotrebe siloksana događa oko 70% ukupne izmjene topline [5].

Visoka gustoća pare: ovaj parametar je od ključne važnosti, posebno za tekućine koje pokazuju vrlo nizak tlak kondenzacije (npr. silicijeva ulja). Niska gustoća dovodi do većeg volumnog protoka: padovi tlaka u izmjenjivačima topline su izraženiji, a veličina isparivača se mora povećati što ima velik utjecaj na cijenu sustava.

Nizak viskozitet tekuće i parne faze smanjuje gubitke zbog trenja u izmjenjivačima i omogućava održavanje visokog koeficijenta prijelaza topline.

Visok koeficijent toplinske provodnosti povećava koeficijente prijelaza topline.

Tlak isparavanja pri određenoj temperaturi ima značajan utjecaj na investicijski trošak. Općenito, ako se radi o visokom tlaku cijena je viša i sustav je složeniji.

Tlak kondenzacije: niski tlak unutar sustava bi morao biti veći od okolišnjeg kako bi se izbjegla infiltracija atmosferskog zraka u sustav.

Stabilnost fluida pri visokoj temperaturi: kako se radi o organskom fluidu koji je podložan raspadanju na povišenim temperaturama ne smije se odabrati fluid čija je radna temperatura niža od temperature toplinskog izvora.

Točka taljenja fluida mora biti ispod najniže okolišnje temperature u godini kako bi se izbjeglo smrzavanje fluida.

Visok stupanj sigurnosti: fluid mora podlijegati propisima o sigurnosti u pogledu otrovnosti i zapaljivosti. Tu su još i propisi o utjecaju na ozon i globalno zatopljenje.

Svi ovi uvjeti su predodređeni cijenom i nabavljivošću fluida. Lakše je doći do tvari koje se već koriste u praksi u kemijskoj industriji i rashladnim sustavima (fluorovodici).

Odabir fluida za analizu u ovom radu se temelji na iskustvu znanstvenika i drugim radovima na ovu temu [1].

### 3. POGON ZA PROIZVODNJU CEMENTA

Proces proizvodnje cementa je jedan od zahtjevnijih industrijskih procesa u energetskom pogledu. Toplinska energija potrebna za proizvodnju jedne tone klinkera kreće se od 3 do 6,5 GJ ovisno o starosti postrojenja dok je električne energije potrebno od 90 do 150 kWh po toni cementa [10].

Oko 65% električne energije troše mlinovi za usitnjavanje ugljena, sirovine i klinkera. Sa svakom proizvedenom tonom cementa u atmosferu se ispusti tona CO<sub>2</sub> od čega je 50% nastalo procesom kalcifikacije sirovine, a 40% spaljivanjem goriva. U prosječnoj cementari, 25% ukupne potrošene energije je električna energija, a 75% toplinska. Toplinski gubici su značajni: 35% do 40% otpadne topline se izgubi preko dimnih plinova i zraka za hlađenje klinkera, a oko 26% radijacijom i konvekcijom sa peći i predgrijača sirovine [10]. Iz ovih podataka je očito da je cementna industrija ozbiljan kandidat za ugradnju sustava za iskorištavanje otpadne topline. To bi rezultiralo povećanjem ukupnog koeficijenta iskoristivosti postrojenja, smanjenjem emisija štetnih plinova, smanjenim toplinskim utjecajem na okoliš, nižom temperaturom ispušnih plinova te time i produljenjem vijeka filtera.

Unutar postrojenja cementare postoji više izvora topline: izlaz dimnih plinova iz ciklona, zrak kojim je netom prije ohlađen klinker, radijacija u neposrednoj blizini rotacijske peći.

### **3.1. Cementara Koromačno**

Holcim Hrvatska d.o.o. Koromačno, tvornica portlandskoga cementa. Najstarija je tvornica na Labinštini, a podignulo ju je tal. društvo »SPEMA – Giuseppe Cinigliaro« iz Palerma 1926., zahvaljujući geološkim naslagama kvalitetnoga lapora na području Koromačna. Dvije godine nakon puštanja u rad tvornica je isporučila 28000 tona portlandskoga cementa godišnje, a nakon deset godina dostignula je kapacitet od 60000 tona. Nakon kapitulacije Italije 1943. proizvodnja se ugasila, a obnovljena je odmah po završetku II.svj. rata. Prvi direktor bio je Viktor Paliska. Godine 1980., kada je s cementarom u Puli i tvornicom vapna na Mostu Raša bila udružena u SOUR Istarske tvornice cementa i hidratiziranog vapna, na čelu s Dragom Radaljom, ostvarila je rekordnu proizvodnju od 400000 tona cementa. Nov uspon uslijedio je na poč. 1990-ih, kada je prešla u vlasništvo švicarske tvrtke Société Suisse de Ciment Portland S. A., potom u Holderbank i naposljetku u sastav multinacionalne kompanije Holcim. Novi vlasnici iz temelja su joj promijenili izgled i poslovnu filozofiju. Mnogo je uloženo u modernizaciju proizvodne tehnologije i zaštitu okoliša, pa tvornica u Koromačnu zajedno s iznajmljenim pogonom u Umagu danas ostvaruje proizvodnju veću od 750000 tona cementa godišnje i oko 500000 tona klinkera. Kao energent rabi uvozni ugljen s malim postotkom sumpora, a kao alternativno gorivo spaljuje automobilsko i jestivo ulje, rabljene gume i koštano brašno, čime su smanjeni ukupni troškovi poslovanja. Od 1998. uvedeni su međunar. standardi ISO 9002 za kvalitetu i 14001 za zaštitu okoliša. Za primjerno kvalitetno rješavanje ekoloških problema šire zajednice dobila je 1996. i 2000. nagrade RH za dostignuća u zaštiti okoliša. Od 2003. cementara je u vlasništvu multinacionalne tvrtke Holcim iz Švicarske koja je poznata po promoviranju održivog razvoja i posvećivanju pozornosti zaštiti okoliša te razvoju lokalnih zajednica u kojima tvrtka djeluje [8].

### **3.1.1. Način proizvodnje cementa**

Cement je građevinski materijal dobiven usitnjavanjem vapnenca te visokog i niskog lapora u fini prah. Kad se miješa s pijeskom, šljunkom ili usitnjenim kamenom i vodom djeluje kao vezivno sredstvo kod dobivanja betona. Sirovina iz kamenoloma u kojoj su sadržani potrebni omjeri kalcija, silicija, aluminijska i željeznih oksida eksploatira se tehnikama bušenja i miniranja. Kamenolom cementare Koromačno je udaljen svega 1,5 km od samog postrojenja, a prema procjenama sadrži sirovine za još 600 godina. Materijal iz kamenoloma se doprema kamionima te se usitnjava metodom kompresije udaranjem na različitim tipovima drobilica. Drobljeni kamen se usitnjava od veličine 120 cm na veličinu od 1,2 do 8 cm te se transportira u deponiju gdje se vapnenac i lapor predhomogeniziraju. Takav materijal je zatim spreman za proces mljevenja i sušenja u vertikalnom mlinu sirovine. Masivnim valjcima se gruba frakcija materijala usitnjava do te mjere da struja zraka odnosi materijal u silos homogenizacije. U silosu se materijal suši i predgrijava dimnim plinovima na izlazu iz ciklona. Dimni plinovi po izlasku iz ciklona su na temperaturi od oko 380°C te se zbog zaštite vrećastih filtera hlade prskanjem s 12 m<sup>3</sup>/h vode na temperaturu oko 105°C. Valja napomenuti da je voda koja se koristi za hlađenje posebno pripremljena (desalinizirana) bočata voda. Ovako pripremljeni materijal se odvodi u ciklonski izmjenjivač topline gdje se zagrijava dimnim plinovima te se događa od 20% do 40% procesa kalciniranja prije ulaska u peć čime je znatno povećana energetska učinkovitost rotacijske peći. Rotacijska peć je posebno projektirana cijev duga oko 40 m i promjera oko 4 m u kojoj se maksimalno koristi i predaje energija izgaranja goriva sirovini. Sirovina se ubrzano zagrijava na temperaturu od 1000°C kad vapnenac formira slobodno vapno. U peći temperatura lokalno dostiže od 400°C do 1700°C (u samoj jezgri plamena 2200°C). Na toj temperaturi minerali formiraju kristale kalcij silikata tj. cementni klinker. Po izlasku iz peći klinker se hladi što je moguće brže upuhivanjem atmosferskog zraka koji se zagrije na temperaturu od 280°C. U takvu struju zraka se upuhuje dodatna količina svježeg zraka kako bi mu temperatura opala na 105°C da bi se vrećasti filteri kroz koje zrak izlazi u okoliš zaštitili od progaranja. Klinker se potom skladišti ili priprema za mljevenje u cement uz dodatak 5% prirodnog ili umjetnog gipsa. Ostali cementni materijali kao što su troska, leteći pepeo ili drugi, mogu također biti dodani u finalni cementni prah. Nadalje se cement transportira kamionima, brodovima ili željeznicom pakiran u vreće ili kao rasuti teret [13].

#### 4. UGRADNJA SUSTAVA ORC U POGONE CEMENTARE

Do danas je ugrađeno mnogo sustava (oko 1,3 GW<sub>e</sub>) za iskorištavanje otpadne topline koji rade na principu organskog Rankineovog ciklusa, a neki primjerci ugrađeni u cementare su:

- d) Cementara A.P. Cement Works u Indiji (4 MW<sub>e</sub>) [10],
- e) Cementara Heidelberger Zement AG Plant u Njemačkoj (1,5 MW<sub>e</sub>) [10],
- f) Cementara Cimar-Italcementi Group u Maroku (2 MW<sub>e</sub>) [7] [8],
- g) Cementara u vlasništvu Holcima u Rumunjskoj (4 MW<sub>e</sub>) [8],
- h) Još jedna cementara u vlasništvu Holcima u Slovačkoj (5 MW<sub>e</sub>) [8].

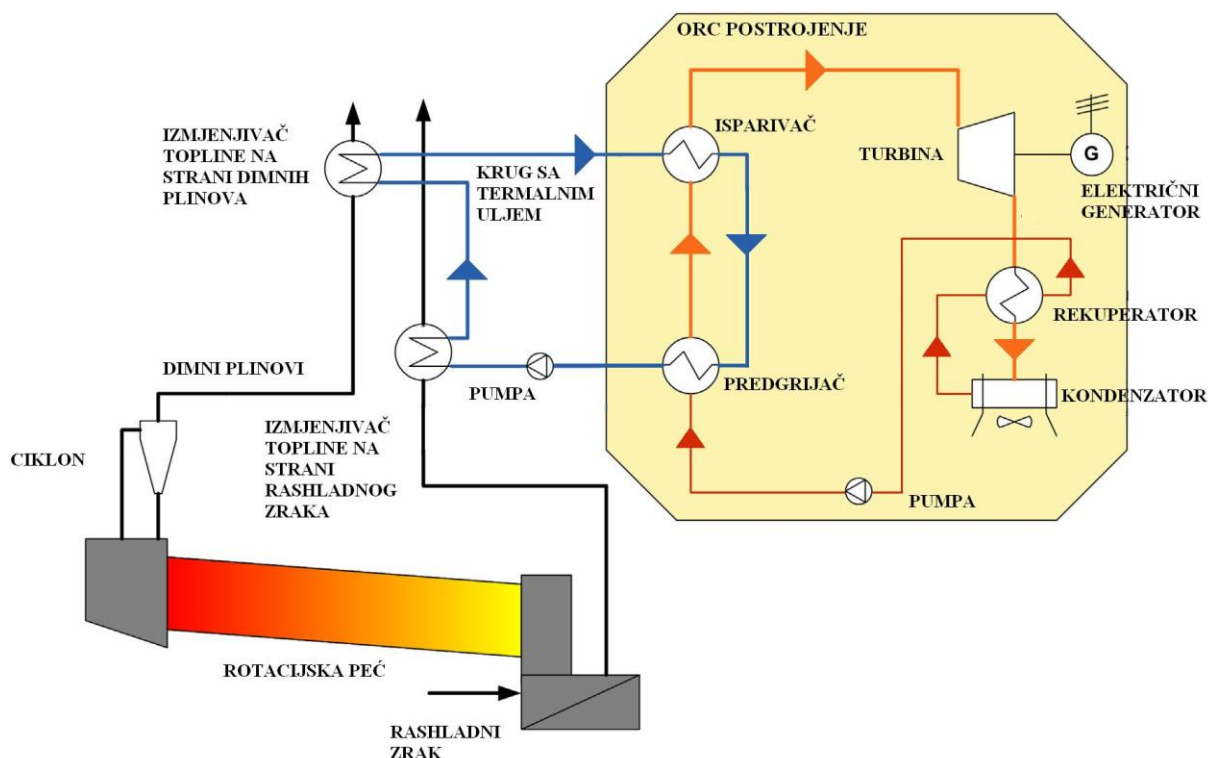
Posljednja tri projekta vodi talijanska tvrtka Turboden. ORC sustavom u cementari u Maroku se proizvodi 2 MW<sub>e</sub> iz topline dimnih plinova koji se pri tome ohlade sa početnih 330°C na 220°C bez korištenja otpadne topline nakon hlađenja klinkera. Cementare u Rumunjskoj i Slovačkoj su u vlasništvu Holcima kao i cementara u Koromačnom što znači da su Turboden i Holcim već dobro međusobno upoznati. [Tablica 1] prikazuje usporedbu nekih postojećih primjera sa pripadajućim snagama ORC sustava iz koje je za pretpostaviti da bi se iz otpadne topline iz cementare Koromačno moglo dobiti električne snage od 1 do 2 MW.

**Tablica 1. Usporedba podataka nekih cementara**

<b>Cementara</b>	<b>Proizvodnja klinkera [t/dan]</b>	<b>Temperatura dimnih plinova [°C]</b>	<b>Temperatura rashladnog zraka [°C]</b>	<b>Snaga ORC generatora [MW<sub>e</sub>]</b>
Cimar–Italcementi group (Maroko)	5000	330	-	2
Holcim Rumunjska	4000	360	250	4
Holcim Slovačka	3600	360	310	5
Holcim Koromačno	1600	380	280	?

#### 4.1. Podaci potrebni za proračun i moguće mjesto ugradnje ORC sustava u cementaru Koromačno

Kako je već predhodno navedeno u cementari postoje dva glavna izvora otpadne topline: toplina dimnih plinova po izlasku iz ciklona i toplina rashladnog zraka kojim je ohlađen klinker. [Slika 5] je shematski prikaz ugradnje ORC-a na ta dva izvora.



Slika 5. Shema ugradnje ORC-a u cementari

Iz sheme se ne vidi koliko je složeno ugraditi izmjenjivače na izvore otpadne topline. Izmjenjivač na strani dimnih plinova bi trebao biti ugrađen na izlazu dimovoda iz ciklona a to je na visini od oko 30 m [Slika 6]. Drugi izmjenjivač, onaj na strani rashladnog zraka bi trebalo ugraditi na prilično nepristupačno mjesto [Slika 6] koje je ktome udaljeno oko 70 m od mjesta ugradnje prvog izmjenjivača. Iz ovog razloga bi ta dva izmjenjivača bila spojena vrlo dugim cjevovodom sa termalnim uljem kao primarnim krugom što poskupljuje ugradnju, gubici rastu s duljinom cijevi, a i potrebna je snažnija pumpa. Osim toga problem predstavlja prašina i klinker odnosno materijal sirovine nošen strujom zraka odnosno dimnih plinova u koje valja ugraditi izmjenjivače.



**Slika 6. Ciklon i hlađenje klinkera**

Valja napomenuti da je u praksi uobičajeno ugrađivati primarni krug sa termalnim uljem jer je na taj način radna tvar odvojena od dimnih plinova i povećana je sigurnost s obzirom da se radi uglavnom o zapaljivim i po okoliš štetnim organskim fluidima. Osim toga zahvaljujući primarnom krugu omogućena je ujednačenost rada ORC-a. U posljednje vrijeme se eksperimentira s ugradnjom ORC-a bez primarnog kruga što je prirodni slijed razvoja jer je na taj način povećana ukupna iskoristivost postrojenja unatoč potrebnoj većoj količini radnog fluida. Tercijarni krug je rashladna voda koja odvodi toplinu iz kondenzatora i predaje ju okolišu ili nekom sustavu za iskorištavanje topline. Rashladnu vodu hladi struja okolišnjeg zraka. Cementara Koromačno je smještena tik uz obalu mora [Slika 7] te je moguće direktno hlađenje kondenzata morskom vodom.





**Slika 7. Blizina morske obale kao potencijal**

[Tablica 2] prikazuje podatke dobivene zahvaljujući gospodinu Ivanu Rimcu koji je procesni inženjer u Koromačnom. Proračun će se temeljiti na ovim podacima koji se mogu smatrati konstantama. Tokom godine cementara je u pogonu 9-10 mjeseci.

**Tablica 2. Parametri cementare Koromačno**

Veličina	oznaka	iznos	jedinica
Temperatura dimnih plinova	$T_{dp}$	380	°C
Temperatura toplog zraka	$T_{tz}$	280	°C
Volumni protok dimnih plinova	$\dot{V}_{dp}$	106 000	m <sup>3</sup> /h
Volumni protok toplog zraka	$\dot{V}_{tz}$	50 000	m <sup>3</sup> /h
Specifični toplinski kapacitet dimnih plinova	$c_{pdp}$	1,48	kJ/m <sup>3</sup> K
Proizvodnja klinkera po satu	$\dot{m}_{mkl}$	63 000	kg/h
Potrebna toplina po kilogramu klinkera	$Q/kg_{kl}$	3,5	kJ/kg <sub>kl</sub>

Slike koje slijede prikazuju dijelove postrojenja koji su vezani za otpadnu toplinu.



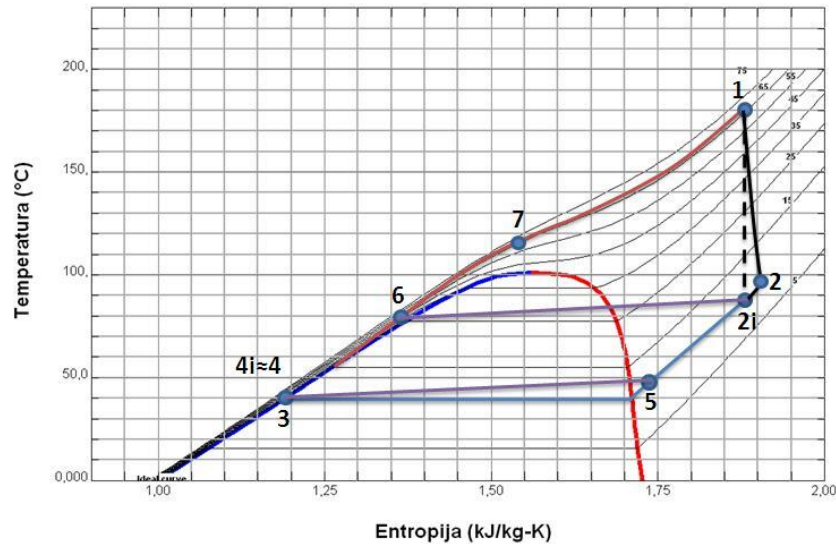
**Slika 8. Planirano mjesto ugradnje ORC-a**



**Slika 9. Ciklon i rotacijska peć**

## 5. PRORAČUN

### 5.1. Princip rada ORCa



**Slika 10. Proces s regeneriranjem u Ts dijagramu**

Na slici [Slika 10] je T-s dijagram za radni fluid R134a sa prikazanim desnokretnim kružnim ciklusom i sa karakterističnim točkama. Adijabatskom ekspanzijom u turbini od točke 1 do točke 2 fluid predaje energiju lopaticama turbine te tako izvršava rad. Ovaj proces zbog nepovratnosti ne može teći izentropski do točke 2i pa je na slici izentropana nacrtana crtkano. Od točke 2 do točke 5 fluid prolazi kroz izmjenjivač topline i predaje toplinu kapljevitom fluidu koji se predgrijava od 4 do 6 prije ulaza u isparivač kojeg čine ekonomajzer i pregrijač. Od 5 do 3 fluid kondenzira u kondenzatoru predajući toplinu rashladnoj vodi koja je u ovom slučaju morska voda. Od 3 do 4 pumpa tlači kapljevину na najviši tlak u ciklusu sa najnižeg tlaka koji vlada u kondenzatoru. Kako kod rada turbine tako i u pumpi nije moguć izentropski proces od točke 3 do točke 4i nego se odvija do točke 4. Točke 3, 4 i 4i se gotovo preklapaju u jednu točku što je velika prednost jer se za komprimiranje kapljevine troši vrlo malo rada u usporedbi s dobivenim radom u turbini. Od 4 do 6 kapljeviti stlačeni fluid prolazi kroz izmjenjivač gdje prima toplinu ekspanziranog fluida od 2 do 5. Negdje oko točke 7 fluid mijenja agregatno stanje što se ne može točno odrediti jer se isparavanje događa u nadkritičnom području za razliku od područja na linijama zasićenja. Od 7 do 1 se pregrijava do ulaska u turbinu gdje ponovo ekspanzira i tako se ponavlja ciklus.

## 5.2. Primarni krug (krug sa termalnim uljem)

Kako bi proračun bio što jednostavniji valja uvesti sljedeće pretpostavke:

- Specifični toplinski kapacitet dimnih plinova i toplog zraka je konstantan,
- Čestice nošene strujom dimnih plinova odnosno toplog zraka nemaju utjecaj na toplinski kapacitet niti na koeficijent prijelaza topline,
- Koeficijent prijelaza topline na strani dimnih plinova je određen iskustveno te iznosi približno  $40 \text{ W/m}^2\text{K}$  [15].
- Sustav je stacionaran.

Raspoloživa toplina na strani dimnih plinova dana je izrazom:

$$\dot{Q}_{dp} = \dot{m}_{dp} (h_{dp,u} - h_{dp,i}) = \dot{m}_{dp} c_{pdp} (T_{dp,u} - T_{dp,i}) \quad (1)$$

$\dot{Q}_{dp}$  - toplina dimnih plinova,

$\dot{m}_{dp}$  - maseni protok dimnih plinova,

$h_{dp,u}$  -entalpija dimnih plinova na ulazu u izmjenjivač,

$h_{dp,i}$  -entalpija dimnih plinova na izlazu iz izmjenjivača,

$c_{pdp}$  - specifični toplinski kapaciteti dimnih plinova,

$T_{dp,u}$  -temperatura dimnih plinova na ulazu u izmjenjivač,

$T_{dp,i}$  - temperatura dimnih plinova na izlazu iz izmjenjivača.

Zbog nepoznatog sastava dimnih plinova, ali poznatog volumnog protoka i toplinskog kapaciteta izraz (1) može se pisati:

$$\dot{Q}_{dp} = \dot{V}_{dp} C_{pdp} (T_{dp,u} - T_{dp,i}) \quad (2)$$

$\dot{V}_{dp}$  - volumni protok dimnih plinova,

$C_{pdp}$  - srednji volumni toplinski kapacitet.

Isti izraz vrijedi i za raspoloživu toplinu toplog zraka:

$$\dot{Q}_{tz} = \dot{m}_{tz} (h_{tz,u} - h_{tz,i}) = \dot{m}_{tz} c_{ptz} (T_{tz,u} - T_{tz,i}) \quad (3)$$

$\dot{Q}_{tz}$  - toplina toplog zraka,

$\dot{m}_{tz}$  - maseni protok toplog zraka,

$h_{tz,u}$  -entalpija toplog zraka na ulazu u izmjenjivač,

$h_{tzi}$  -entalpija toplog zraka na izlazu iz izmjenjivača,

$c_{ptz}$  - specifični toplinski kapaciteti toplog zraka,

$T_{tz,u}$  - temperatura toplog zraka na ulazu u izmjenjivač,

$T_{tz,i}$  - temperatura toplog zraka na izlazu iz izmjenjivača.

Kako je prikazano na slici [Slika 5] termalno ulje primarnog kruga prenosi toplinu od izvora topline (dimni plinovi i topli zrak) do ORC-a na način da se prvo zagrije do određene temperature preuzimajući otpadnu toplinu toplog zraka, a zatim se grije do konačne temperature u izmjenjivaču na strani dimnih plinova. Odabrani medij u primarnom krugu je termalno ulje Terminol 66. Ovo ulje je namijenjeno za transport topline do temperature od 360 °C i pod tlakom do 1,5 bara. U ovom postrojenju ulje će biti izloženo temperaturi od 90 °C do 330 °C i tlaku od 1 bar. Voda kao nosioc topline nije pogodna za ovu primjenu mada se na prvi pogled može učiniti suprotno zbog niske cijene i visokog specifičnog toplinskog kapaciteta. Pri temperaturi od 330 °C voda bi morala biti pod tlakom od 130 bara da ne ispari što bi nepovoljno utjecalo na vijek trajanja postrojenja, ali drugi izvor topline je na dosta nižoj temperaturi (zrak za hlađenje klinkera je na 280 °C). Uzmemo li da je temperatura medija pri izlasku iz izmjenjivača oko 180 °C onda bi voda bila logičan izbor jer je tlak zasićenja vode pri toj temperaturi 10 bara. Primjer ove ideje u praksi je ORC u Holcimovoj cementari u Slovačkoj [8].

Zadatak primarnog kruga je da što više topline preuzme od izvora i dopremi sekundarnom krugu. Na putu će mu se ispriječiti toplinski otpori koje valja odrediti i drugi zakon termodinamike. Recipročna vrijednost toplinskog otpora je koeficijent prijelaza topline koji je funkcija brzine strujanja, promjera cijevi i parametara fluida za koji se određuje. Osim toga na njega bitno utječe i vrsta strujanja, a proračun se temelji na sljedećim izrazima:

$$Re = \frac{wd}{\nu} \quad (4)$$

$$Pr = \frac{\eta}{\lambda} c_p \quad (5)$$

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} = \frac{0,0398 \cdot Re^{0,75} \cdot Pr}{1 + 1,74 \cdot Re^{-0,125} \cdot (Pr - 1)} \quad (6)$$

$Re$ - Reynoldsova značajka,

$Pr$ - Prandtlova značajka,

$Nu$ - Nusseltova značajka,

$w$ - brzina fluida u cijevi,

- $d$ - unutarnji promjer cijevi,
- $\nu$ - kinematička viskoznost,
- $\eta$ - dinamička viskoznost,
- $\lambda$ - toplinska vodljivost,
- $c_p$ - specifični toplinski kapacitet,
- $\alpha$ - koeficijent prijelaza topline.

Izrazi od (4) do (6) vrijede za strujanje bilo kojeg fluida u cijevi, a fizikalna svojstva fluida treba uzeti za njihovu srednju temperaturu [14]. U ovom slučaju termalno ulje struji kroz cijevi na koje okomito nastrujavaju dimni plinovi odnosno topli zrak. Koeficijent prijelaza topline  $\alpha$  se dobije iz izraza (6).

Za slučaj nastrujavanja na snop cijevi kakav imamo u oba izvora otpadne topline vrijede sljedeći izrazi:

$$Pe = \frac{2wd}{a} \quad (7)$$

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} = 0,35 \cdot f_a \cdot Pe^{0,61} \quad (8)$$

$Pe$ - Pecletova značajka.

Sva fizikalna svojstva fluida koja se pojavljuju u izrazima od (4) do (6) valja očitati iz dijagrama ili izračunati za aritmetičku srednju temperaturu fluida, a u izrazima (7) i (8) svojstva se određuju prema srednjoj temperaturi između temperature fluida prije naleta na snop i temperature stijenke cijevi [14]. Faktor  $f_a$  u izrazu (8) ovisi o razmještanju i međusobnoj udaljenosti cijevi u izmjenjivaču. Za standardni razmještaj gdje je udaljenost između cijevi jednaka dvostrukom promjeru cijevi faktor  $f_a$  je jednak 1.

Odabirom materijala izmjenjivača topline odabire se i koeficijent toplinske vodljivosti  $\lambda$ , a u ovom slučaju to je čelik čiji je  $\lambda = 40 \frac{W}{m^2K}$ .

Konačno, koeficijent prolaza topline  $k$  sveden na vanjsku površinu izmjenjivača koji obuhvaća sve toplinske otpore:

$$k_v = \frac{1}{\frac{r_2}{r_1 \alpha} + \frac{r_2}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha}} \quad (9)$$

$k_v$ - ukupni koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu cijevi

$r_1$ - unutarnji polumjer cijevi,

$r_2$ - vanjski polumjer cijevi.

Koeficijent prolaza topline u izrazu (9) je sveden na vanjsku površinu cijevi pa će se površina izmjenjivača proračunata u konačnici odnositi na vanjsku površinu svih cijevi unutar određenog izmjenjivača.

Diferencijalni toplinski tok  $d\dot{Q}$  što prelazi preko diferencijalne površine izmjenjivača  $dA_v$  je:

$$d\dot{Q} = k_v(T_1 - T_2)dA_v \quad (10)$$

Član u zagradi je razlika temperatura između dva medija.

Da bi se izbjegao postupak integracije moguće je koristiti sljedeći izraz:

$$\dot{Q} = k_v \Delta T_m A_v \quad (11)$$

Gdje je  $\Delta T_m$  srednja logaritamska temperatura između slabije (koeficijent 1) i jače (koeficijent 2) struje:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1' - T_2'') - (T_1'' - T_2')}{\ln \frac{(T_1' - T_2'')}{(T_1'' - T_2')}} \quad (12)$$

U gornjem izrazu slabiju struju u izmjenjivaču predstavlja ona struja čija je razlika temperatura od ulaza do izlaza iz izmjenjivača veća. Jednostruki paragraf označava ulaz, a dvostruki izlaz iz izmjenjivača topline.

Izraz (12) se može koristiti za protusmjerni i istosmjerni uz oprez da i u brojniku i u nazivniku uvijek bude pozitivan broj, tako se može napisati univerzalna jednačba za izračun srednje logaritamske temperature:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{mv} - \Delta T_{mm}}{\ln \frac{\Delta T_{mv}}{\Delta T_{mm}}} \quad (13)$$

Potrebna površina izmjenjivača se dobije iz jednačbe (11).

### 5.3. Sekundarni krug (ORC)

#### 5.3.1. Turbina

U turbini se događa adijabatska ekspanzija zbog brzine strujanja fluida. Dolazi do naglog smanjenja temperature i tlaka odnosno pada entalpije fluida koja je preko lopatica prešla u mehanički rad na vratilu turbine, a koji se može izraziti u vremenu kao snaga turbine:

$$P_t = \dot{m}_{rf}(h_1 - h_{2i})\eta_{ti}\eta_{tm} = \dot{m}_{rf}(h_1 - h_2)\eta_{tm} \quad (14)$$

$P_t$ - snaga turbine,

$\dot{m}_{rf}$ - maseni protok radnog fluida,

$h_1$ - entalpija radnog fluida na ulazu u turbinu,

$h_{2i}$ - entalpija radnog fluida nakon izentropske ekspanzije u turbini,

$h_2$ - stvarna entalpija na izlazu iz turbine,

$\eta_{ti}$ - koeficijent izentropske iskoristivosti turbine,

$\eta_{tm}$ - koeficijent mehaničke iskoristivosti turbine.

Izentropski koeficijent turbine  $\eta_{ti}$  je dan u različitim literaturama, a kreće se oko 0,8. Koeficijent mehaničke iskoristivosti  $\eta_{tm}$  se kreće oko 0,98 i umanjuje proračunatu snagu turbine uglavnom zbog gubitaka u ležajevima. Entalpija u točki 2 je obično nepoznata pa se računa iz gornje jednadžbe.

#### 5.3.2. Pumpa

Snaga pumpe se računa iz izraza:

$$P_p = \frac{\dot{m}_{rf}(h_{4i} - h_3)}{\eta_{pi}\eta_{pm}} = \frac{\dot{m}_{rf}(h_4 - h_3)}{\eta_{pm}} \quad (15)$$

$P_p$ - snaga pumpe,

$h_3$ - entalpija radnog fluida na ulazu u pumpu,

$h_{4i}$ - entalpija radnog fluida nakon izentropske kompresije,

$h_4$ - stvarna entalpija radnog fluida na izlazu iz pumpe.

I ovdje se izentropski i mehanički koeficijenti iskoristivosti kreću oko 0,8 i 0,98.

#### 5.3.3. Regenerator



U regeneratorskom paroviti fluid predaje toplinu kapljevitom fluidu, a za proračun potrebno je odrediti koeficijent prijelaza topline sa pare na izmjenjivač koristeći jednadžbe (4) do (6) uz razliku da se Nuseltov broj računa na sljedeći način:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,84} \cdot Pr^{0,36} \cdot \frac{Pr}{Pr_{sr}} \quad (16)$$

$Pr_{sr}$  je Prandtlov broj određen za srednju temperaturu pare. Ovaj način računanja je po Zhukauskasu. Koeficijent prijelaza topline se određuje iz izraza (6). Za kapljeviti fluid u cijevi vrijede izrazi od (4) do (6), a koeficijent prolaza topline se dobije iz (9).

Potrebna površina izmjenjivača se računa prema jednadžbi (11), a poznavajući protok i promjer cijevi može se odrediti pad tlaka:

$$\Delta p = \mu \frac{L}{d_u} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \quad (17)$$

$\Delta p$ - pad tlaka usljed trenja u cijevi,

$\mu$ - trenja između fluida i stijenke cijevi.

$L$ - duljina cijevi (ovdje valja imati na umu da je u paralelno spojenom snopu cijevi pad tlaka u svakoj cijevi jednak pa se za  $L$  uzima duljina jedne cijevi u snopu, a ne čitavog snopa)

$d_u$ - unutarnji promjer cijevi,

$\rho$ - gustoća fluida.

Koeficijent trenja  $\mu$  dan je Nikuradseovom jednadžbom:

$$\mu = \frac{1,325}{\ln\left[\left(\frac{k}{d_u \cdot 3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,92}}\right)^2\right]} \quad (18)$$

$k$ - visina hrapavosti u cijevi.

#### 5.3.4. Ekonomajzer

Ekonomajzer je izveden kao izmjenjivač u kojem toplinu dovodi termalno ulje kroz snop cijevi uronjenih u kapljeviti fluid. Ovaj izmjenjivač je poput „shell and tube“ izmjenjivača uz razliku da ima nešto veći slobodni volumen iznad snopa cijevi kako bi se spriječilo utjecanje kapljevine u cijevi pregrijača. Koeficijent prijelaza topline se izračuna prema jednadžbama (4) do (6) uz razliku da se za radni fluid koji nastrojava na snop Nuseltova značajka računa prema Donohueu:

$$Nu = 0,25 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

Toplinski tok je:

$$\dot{Q}_{eko} = \dot{m}_{rf}(h_7 - h_6) \quad (20)$$

$h_7$ - entalpija radnog fluida između ekonomajzera i pregrijača,

$h_6$ - entalpija radnog fluida između regeneratora i ekonomajzera.

Površina izmjenjivača, duljina i promjer cijevi te pad tlaka se izračunaju kao i kod regeneratora.

### 5.3.5. Pregrijač

Iz ekonomajzera paroviti fluid odlazi u pregrijač gdje se zagrijava na najvišu temperaturu. Proračun se vrši korištenjem jednadžbi (4) do (6), (9) do (12) i (19). Toplinski tok u pregrijaču:

$$\dot{Q}_{\text{pre}} = \dot{m}_{\text{rf}}(h_1 - h_7) \quad (21)$$

### 5.3.6. Kondenzator

Kondenzator je izveden kao izmjenjivač „shell and tube“ tako da su u struju kondenzirajućeg fluida uronjene cijevi kroz koje struji morska voda. Potreban protok morske vode se dobije iz:

$$\dot{m}_{\text{mv}} = \frac{\dot{m}_{\text{rf}}(h_5 - h_3)}{(h_{\text{mv,izl}} - h_{\text{mv,ul}})} = \frac{\dot{m}_{\text{rf}}(h_5 - h_3)}{c_{\text{p,mv}}(T_{\text{mv,izl}} - T_{\text{mv,ul}})} \quad (22)$$

$h_5$ - entalpija parovitog radnog fluida na izlazu iz regeneratora,

$h_{\text{mv,ul}}$ - entalpija morske vode na ulazu u kondenzator,

$h_{\text{mv,izl}}$ - entalpija morske vode na izlazu iz kondenzatora,

$c_{\text{p,mv}}$ - specifični toplinski kapacitet morske vode pri konstantnom tlaku,

$T_{\text{mv,ul}}$ - temperatura morske vode na ulazu u kondenzator (najviša prosječna temperatura mora u Istri koja iznosi 24°C),

$T_{\text{mv,izl}}$ - temperatura morske vode na izlazu iz kondenzatora (ova temperatura je određena maksimalnom dopuštenom razlikom koja iznosi 8°C).

Toplinski tok u kondenzatoru:

$$\dot{Q}_{\text{kon}} = \dot{m}_{\text{rf}}(h_5 - h_3) \quad (23)$$

Za izračun prolaza topline koji je potreban kako bi se odredila odgovarajuća površina izmjenjivača za morsku vodu u cijevi vrijede svi izrazi kao i u predhodnom podnaslovu osim za proračun koeficijenta prijelaza topline fluida koji kondenzira u cijevi. U ovom slučaju vrijedi [14]:

$$\alpha_{rf} = \sqrt[4]{\frac{\sigma^2 \lambda^3 g \Delta h}{4\eta(T_5 - T_s)d_v}} \quad (24)$$

$\alpha_{rf}$ - koeficijent prijelaza topline na strani radnog fluida pri kondenzaciji,

$\sigma$ - gustoća nastalog kondenzata,

$\lambda$ - toplinska provodnost nastalog kondenzata,

$g$ - ubrzanje zbog utjecaja sile gravitacije,

$\Delta h$ - razlika entalpija između parovite faze radnog fluida prije ulaska u kondenzator i nastalog kondenzata,

$\eta$ - dinamička viskoznost,

$T_5$ - temperatura radnog fluida na ulazu u kondenzator,

$T_s$ - temperatura stijenke cijevi u kondenzatoru,

$d_v$ - vanjski promjer cijevi u kondenzatoru.

#### 5.4. Rezultati proračuna

Proračun je napravljen u Excelu uz korištenje pozivnih funkcija iz programa Refprop mini. Optimizacija je izvršena Excel-ovim alatom Solver, a odnosi se na traženje optimalnog tlaka radnog fluida uz određenu maksimalnu radnu temperaturu pred turbinom za koji će faktor iskoristivosti ciklusa biti najveći.

Iskoristivost ciklusa nakon carnotizacije:

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_{m,d}}{T_{m,o}} \quad (25)$$

Gdje su  $T_{m,d}$  i  $T_{m,o}$  srednje temperature dovođenja i odvođenja:

$$T_{m,d} = \frac{h_1 - h_6}{s_1 - s_6} \quad (26)$$

$$T_{m,d} = \frac{h_5 - h_3}{s_5 - s_3} \quad (27)$$

$h_1$ - entalpija radnog fluida na izlazu iz pregrijača,

$s_1$ - entropija radnog fluida na izlazu iz pregrijača,

$h_6$ - entalpija radnog fluida na ulazu u ekonomajzer,

$s_6$ - entropija radnog fluida na ulazu u ekonomajzer,

$h_5$ - entalpija radnog fluida na ulazu u kondenzator,

$s_5$ - entropija radnog fluida na ulazu u kondenzator,

$h_3$ - entalpija radnog fluida na izlazu iz kondenzatora,

$s_3$ - entropija radnog fluida na izlazu iz kondenzatora.

Koeficijent termodinamičke iskoristivosti ciklusa je omjer ukupno dobivenog rada i uložene topline:

$$\eta_{\text{ciklusa}} = \frac{P_t - P_p}{\dot{Q}_{\text{eko}} + \dot{Q}_{\text{pre}}} \quad (28)$$

$P_t$ - snaga turbine,

$P_p$ - snaga potrebna za pogon pumpe,

$\dot{Q}_{\text{eko}}$  - dovedena toplina u ekonomajzeru,

$\dot{Q}_{\text{pre}}$  - dovedena toplina u pregrijaču.

Koeficijent iskoristivosti postrojenja:

$$\eta_{\text{postrojenja}} = \frac{P_t - P_p - P_{p,mv} - P_{p,tu}}{\dot{Q}_{\text{eko}} + \dot{Q}_{\text{pre}}} \quad (29)$$

$P_{p,mv}$  - snaga potrebna za pogon pumpe na strani morske vode,

$P_{p,tu}$  - snaga potrebna za pogon pumpe na strani termalnog ulja.

Rezultati temeljeni na predhodnim jednadžbama prikazani su u [

**Tablica 3] za nadkritični ciklus i u [**

Tablica 4] za podkritični:

Tablica 3. Rezultati proračuna s nadkričnim tlakovima za R134a i R123

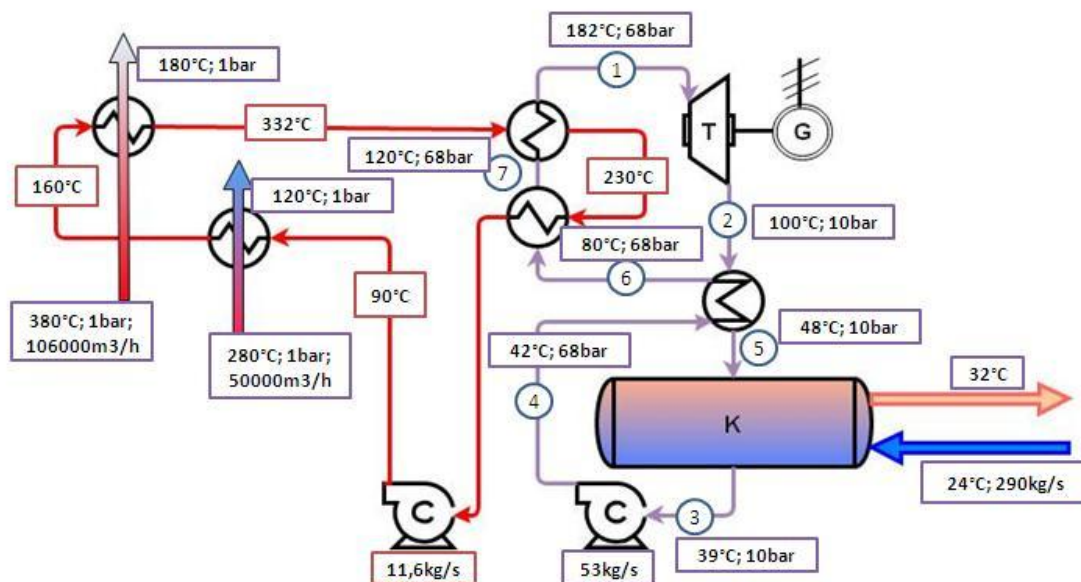
veličina	jedinica	nadkrično			
		s regeneratom		bez regeneratora	
		R134a	R123	R134a	R123
$T_1=$	°C	182,00	300,00	182,000	300,00
$T_2=$	°C	101,56	177,14	81,005	130,74
$T_3=$	°C	39,39	39,01	39,288	39,01
$T_4=$	°C	44,95	42,36	47,004	47,96
$T_5=$	°C	49,95	57,36	-	-
$T_6=$	°C	80,49	129,20	-	-
$T_7=$	°C	120,00	120,00	135,909	211,12
$p_{\max}=$	bar	<b>67,60</b>	<b>62,52</b>	<b>91,45</b>	<b>123,63</b>
$p_{\min}=$	bar	10,00	1,50	10,00	1,50
$\dot{Q}_{dp}=$	kW	8628,40	8628,40	6471,300	6471,30
$\dot{Q}_{tz}=$	kW	2719,93	2294,94	2719,926	2719,93
$\dot{Q}_{eko}=$	kW	4176,46	3988,68	5591,424	5560,49
$\dot{Q}_{preg}=$	kW	5442,52	14669,62	3507,890	3538,82
$\dot{Q}_{reg}=$	kW	2902,67	4190,09	-	-
$\dot{Q}_{kond}=$	kW	9424,08	7969,23	7825,341	7162,99
$P_t=$	kW	<b>2287,14</b>	<b>3127,37</b>	<b>1643,685</b>	<b>2287,26</b>
$P_{p,rf}=$	kW	407,48	232,35	395,192	389,66
$P_{p,ulje}=$	kW	1,80	2,92	2,203	2,73
$P_{p,kond}=$	kW	16,37	8,47	5,255	2,19
$\eta_{carnot}=$	-	0,26249	0,4197	0,1848	0,2655
$\eta_{ORC}=$	-	<b>0,16597</b>	<b>0,2629</b>	<b>0,1372</b>	<b>0,2085</b>
$\eta_{postroj}=$	-	0,16403	0,2619	0,1361	0,2071

Tablica 4. Rezultati proračuna s podkritičkim tlakovima za R134a i R123

veličina	jedinica	podkritično			
		s regeneratom		bez regeneratora	
		R123	R134a	R123	R134a
$T_1=$	°C	240,00	182,00	157,82	182,00
$T_2=$	°C	149,05	142,73	67,03	142,73
$T_3=$	°C	39,01	39,39	39,01	39,29
$T_4=$	°C	40,65	41,38	40,27	41,28
$T_5=$	°C	67,65	46,38	-	-
$T_6=$	°C	99,69	86,20	-	-
$T_7=$	°C	120,00	120,00	-	86,20
$p_{\max}=$	bar	<b>31,00</b>	<b>30,00</b>	<b>21,00</b>	<b>30,00</b>
$p_{\min}=$	bar	1,50	10,00	1,50	10,00
$\dot{Q}_{dp}=$	kW	8628,40	8628,40	9059,82	6471,30
$\dot{Q}_{tz}=$	kW	2719,93	2719,93	2468,90	2719,93
$\dot{Q}_{eko}=$	kW	5793,27	7441,87	-	2324,14
$\dot{Q}_{preg}=$	kW	6852,64	5442,52	-	6775,17
$\dot{Q}_{reg}=$	kW	2340,85	5154,34	-	-
$\dot{Q}_{kond}=$	kW	6894,87	8703,16	5576,56	8277,73
$P_t=$	kW	<b>1977,15</b>	<b>1481,16</b>	<b>1095,97</b>	<b>884,28</b>
$P_{p,rf}=$	kW	93,45	143,26	60,21	79,13
$P_{p,ulje}=$	kW	1,55	2,70	-	2,20
$P_{p,kond}=$	kW	5,05	16,52	-	2,73
$\eta_{\text{carnot}}=$	-	0,3202	0,2443	0,2082	0,1075
$\eta_{\text{ORC}}=$	-	<b>0,1644</b>	<b>0,1181</b>	<b>0,0898</b>	<b>0,0885</b>
$\eta_{\text{postroj}}=$	-	0,1639	0,1162	0,0898	0,0877

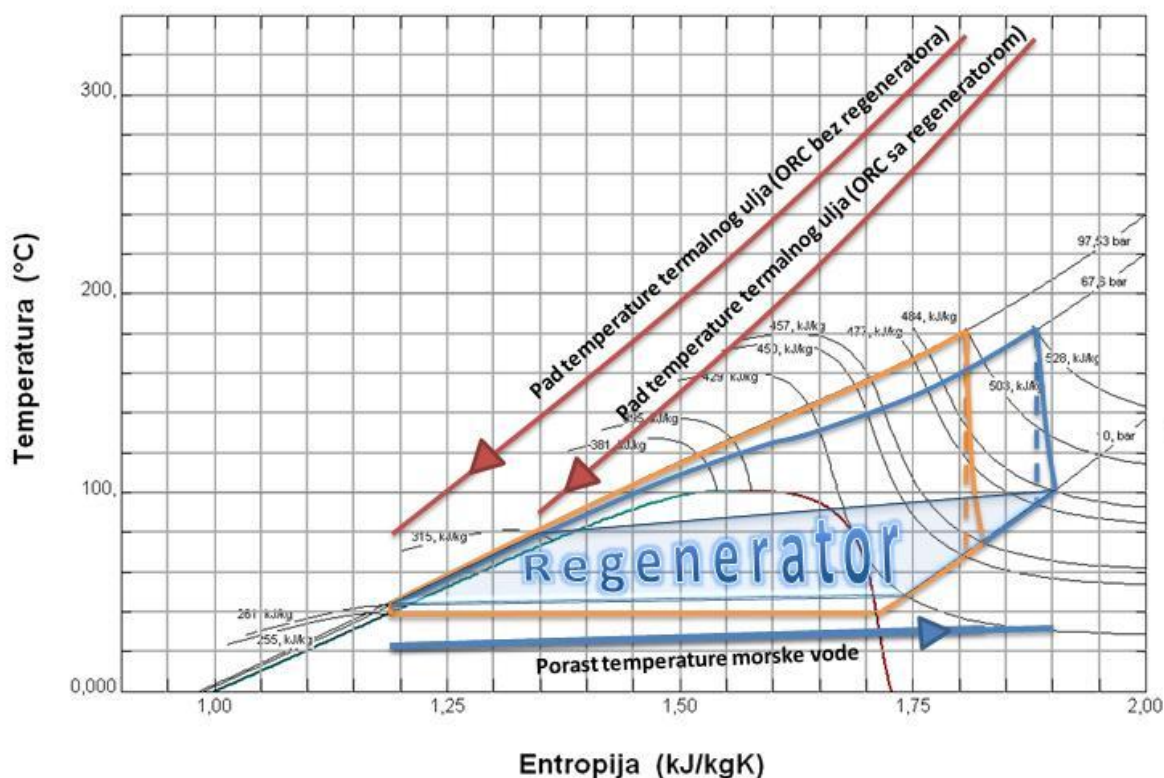
Iz predhodne dvije tablice se vidi da fluid R123 daje bolje rezultate od fluida R134a. Ovi rezultati su dobiveni optimiranjem ne samo ciklusa nego cijelog postrojenja što uključuje veličinu izmjenjivača topline. Iz tog razloga razlike temperatura između fluida u izmjenjivačima su nešto više što rezultira i nižom snagom na izlazu iz turbine i manjim koeficijentima iskoristivosti.

Krajnji rezultat je prikazan slikom [Slika 11]. Duljina cjevovoda nije uzeta u obzir pa se pretpostavlja da nema pada tlaka niti gubitka topline uzduž cjevovoda koji spajaju izmjenjivače.



Slika 11. ORC ugrađen u cementaru sa optimalnim radnim parametrima za R134a

Na slici [Slika 12] je uspoređen ciklus s i bez regeneratora u T-s dijagramu za radni fluid R134a. Vidljivo je da je površina omeđena plavim linijama nešto veća od površine unutar narančastih linija zbog čega je i koeficijent iskoristivosti nešto veći kod ciklusa s regeneratom kao i snaga predana turbini, ali to zahtjeva ugradnju dodatnog izmjenjivača unutar ciklusa što povećava cijenu postrojenja.



**Slika 12. Usporedba ciklusa s (plavi) i bez (narančasti) regeneratora za R134a**

Tablica [Tablica 5] sa rezultatima dobivene optimiranjem ORCa sa različitim fluidima uz postavljenu minimalnu temperaturu od 39 °C, minimalnu temperaturnu razliku u izmjenjivačima od 10 °C, za maksimalnu temperaturu je uzeta maksimalna radna temperatura fluida, a minimalni tlak je tlak zasićenja za temperaturu od 39 °C. Protok radnog fluida je ograničen na maksimalno 45 kg/s.



Tablica 5. Rezultati proračuna za različite fluide

veličina	jedinica						
		R123	R134a	R141b	R245fa	acetone	amonijak
$T_1$	°C	326,00	182,00	226,00	166,00	276,00	330,00
$T_2$	°C	148,11	77,48	82,58	71,74	82,73	93,77
$T_3$	°C	39,00	39,00	39,00	39,00	39,00	39,00
$T_4$	°C	46,89	45,51	41,37	40,90	41,25	46,07
$p_{\max}$	bar	<b>150,00</b>	<b>94,81</b>	<b>45,50</b>	<b>38,59</b>	<b>53,94</b>	<b>200,00</b>
$p_{\min}$	bar	1,50	10,00	1,29	2,42	0,54	15,13
$\dot{Q}_{dp}$	kW	8628,40	8628,40	8628,40	8628,40	8628,40	8628,40
$\dot{Q}_{tz}$	kW	2889,92	2889,92	2889,92	2889,92	2889,92	2889,92
$\dot{Q}_{kond}$	kW	8847,99	9773,13	9032,67	9651,79	8583,71	8722,33
$P_t$	kW	<b>3064,90</b>	<b>2133,80</b>	<b>2593,95</b>	<b>1982,06</b>	<b>3000,52</b>	<b>3006,30</b>
$P_p$	kW	514,54	490,75	182,04	176,72	143,30	307,71
$\eta_{\text{carnot}}$	-	0,3058	0,2152	0,26091	0,19985	0,3021	0,3019
$\eta_{\text{ORC}}$	-	<b>0,2214</b>	<b>0,1426</b>	<b>0,20940</b>	<b>0,15674</b>	<b>0,2481</b>	<b>0,2343</b>
$\dot{m}_{\text{rf}}$	kg/s	35,56	45	35,3	45	14,68	6,43

Iz gornje tablice se vidi da najveću snagu na turbini daje ORC s radnim fluidom R123, nešto manju snagu daje ORC s acetonom, ali pri znatno nižem tlaku i s najvišim termičkim koeficijentom iskoristivosti.

## 6. ZAKLJUČAK

Prema slici [Slika 1] je očito da ukupna ljudska djelatnost nudi velik potencijal u obliku otpadne topline. Problemu niske temperature takvih izvora se u novije vrijeme može doskočiti dovitljivim konstruiranjem toplinskih strojeva od kojih je ORC u praksi najpopularniji. Iako je ugradnja ORC sustava u cementare vrlo skupa danas se o tome ozbiljno razmišlja zahvaljujući ljudskoj razvijenoj svijesti prema održivom razvoju i raznim direktivama koje pritišću industriju kao zagađivača. O cijeni i isplativosti u ovom radu nije bilo riječi. Vrijedi samo navesti, evo, baš u zaključku, podatak iz talijanske tvrtke Turboden: cijena ugradnje ORCa snage 1,93 MWe bi bila oko 1925000 eura. To je oko 1000 eura po kilovatu snage postrojenja što i nije previsoka cijena kad se uzme u obzir cijena održavanja ORC sustava koja iznosi 1 % cijene investicije godišnje.

Mogućnost iskorištavanja topline što ju u ovom slučaju ORC predaje rashladnom spremniku za grijanje nema značajnog potencijala jer cementara ne radi za vrijeme 3 najhladnija mjeseca u godini. Razlog tome je mirovanje građevinskih radova preko zime što povlači za sobom i manju potražnju za cementom.

Cementara Holcim u Koromačnom, dok je u pogonu (oko 9 mjeseci godišnje) za svoje potrebe zahtjeva električnu snagu od 10 MWe. Prema tome iz vlastite otpadne topline bi bila u stanju namaknuti oko 20 % potrebe za električnom energijom.

## LITERATURA

- [1] Bišćan, D.: Optimizacija korištenja srednjotemperaturnih izvora otpadne topline putem ORC procesa, Tehnički fakultet sveučilišta u Rijeci, Rijeka, 2012.
- [2] <https://flowcharts.llnl.gov/content/international/2007EnergyInternational.pdf>
- [3] <http://emispec.ca/en/external-combustion-engine-type-organic-rankine-cycle.php>
- [4] <http://www.cycle-organique-rankine.com/market-markers.php>
- [5] Fernández F.J., Prieto M.M., Suárez I.: Thermodynamic analysis of high-temperature regenerative organic Rankine cycles using siloxanes as working fluids, Energy 36 (2011) 5239-5249, 2011.
- [6] Quoilin S.,: Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines, International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 16-19, 2012.
- [7] <http://www.youtube.com/watch?v=9nQUMUVHsWE&list=PLED93F4EF52E87F35>
- [8] <http://www.turboden.eu/en/applications/applications-heat-recovery.php>
- [9] Organic Rankine Cycles, Journal Applied Energy 88 (2011) 2183–2190, 2011.
- [10] S., Leontaritis A.-D., Panousis G., Bellos E., Kakaras E.: Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the cement industry, Journal Energy xxx (2013) 1-10, 2013.
- [11] Hublin A., Delija-Ružić V., Janeković G., Vešligaj D.: Hrvatska industrija cementa i klimatske promjene, EKONERG – Institut za energetiku i zaštitu okoliša, d.o.o., 2007.
- [12] <http://istrapedia.hr/hrv/1016/holcim-hrvatska-d-o-o-koromacno/istra-a-z/>
- [13] [http://www.holcim.hr/holcimcms/uploads/HR/flash/HR/cement\\_01.html](http://www.holcim.hr/holcimcms/uploads/HR/flash/HR/cement_01.html)
- [14] Halasz B., Predlošci za vježbe iz Termodinamike II, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, ak. g. 2006/2007.
- [15] Kraut B., Strojarški priručnik, Tehnička knjiga, Zagreb, 1982.

**PRILOZI**

I. DVD-R disc