

# Analiza efikasnosti brodskih sustava

---

**Grbavac, Mira**

**Master's thesis / Diplomski rad**

**2019**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **University of Split, Faculty of Maritime Studies / Sveučilište u Splitu, Pomorski fakultet**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:164:313510>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-07-12**

*Repository / Repozitorij:*

[Repository - Faculty of Maritime Studies - Split -  
Repository - Faculty of Maritime Studies Split for  
permanent storage and preservation of digital  
resources of the institution](#)



**SVEUČILIŠTE U SPLITU  
POMORSKI FAKULTET SPLIT**

**MIRA GRBAVAC**

**ANALIZA EFIKASNOSTI BRODSKIH SUSTAVA**

**DIPLOMSKI RAD**

**SPLIT, 2019.**

**SVEUČILIŠTE U SLITU  
POMORSKI FAKULTET SPLIT**

**DIPLOMSKI STUDIJ  
BRODOSTROJARSTVO**

**ANALIZA EFIKASNOSTI BRODSKIH SUSTAVA**

**DIPLOMSKI RAD**

Mentor: prof.dr.sc. Gojmir Radica

Studentica: Mira Grbavac

(0171264392)

**SPLIT, 2019.**

## SAŽETAK

U ovom diplomskom radu prikazana je energijska i eksergijska analiza brodskog parnoturbinskog postrojenja na tankeru za prijevoz ukapljenog plina. U provedenoj analizi Rankineovog regenerativnog ciklusa predstavljene su sljedeće komponente: glavna pogonska turbina, turbogeneratori, glavna napojna pumpa i pogonska pumpa turbine pumpe, generator pare, glavni kondenzator, evaporator, kondenzator brtvene pare, niskotlačni i visokotlačni zagrijač napojne vode, otplinjač, zagrijač zraka te mlaki zdenac.

S obzirom da energijska analiza pojedinih komponenti, ali i samog postrojenja ne daje potpunu sliku, ponekad se stječe pogrešan dojam izvora gubitaka jer energijska analiza ne sagledava kvalitetu energije. S druge strane, eksergijska analiza je ta koja daje potpunu sliku učinkovitosti i gubitaka sastavnih komponenti i cijelog postrojenja. Stoga, cilj rada je ukazati na to koja je od navedenih analiza detaljnija, tj. podrobnija i koja doista otkriva prave gubitke te moguća rješenja istih.

**Ključne riječi:** *Brodsko parnoturbinsko postrojenje, energijska analiza, eksergijska analiza, učinkovitost*

## ABSTRACT

This thesis presents the energy and exergy analysis of a ship's steam-turbine plant on a liquefied gas tanker. The following components of the Rankine regeneration cycle analysis are presented: main drive turbine, turbogenerators, main power pump and turbine pump drive, steam generator, main condenser, evaporator, sealing steam condenser, low pressure and high pressure feedwater heater, degasser, air heater and lukewarm well.

Since the energy analysis of individual components, but also of the plant itself does not give a complete picture, sometimes it gives the wrong impression of a source of losses because energy analysis does not look at the quality of energy. On the other hand, exergy analysis is the one that gives a complete picture of the efficiency and losses of the components and the entire plant. Therefore, the aim of the paper is to point out which of the above analyzes is more detailed, ie. more detailed and which really reveals the real losses and the possible solutions to them.

**Keywords:** *Marine steam turbine plant, energy analysis, exergy analysis, efficiency*

# SADRŽAJ

<b>1. UVOD</b> .....	<b>1</b>
<b>2. BRODSKO PARNO TURBINSKO POSTROJENJE</b> .....	<b>3</b>
<b>3. TERMODINAMIČKE JEDNADŽBE</b> .....	<b>8</b>
3.1 ENERGIJSKA ANALIZA.....	8
3.2 EKSERGIJSKA ANALIZA .....	9
3.3 NAČELA UČINKOVITOSTI .....	10
<b>4. REZULTATI OSNOVNIH KOMPONENTI ANALIZIRANOG BRODSKOG PARNOTURBINSKOG SUSTAVA</b> .....	<b>12</b>
4.1 GLAVNA POGONSKA TURBINA .....	12
4.2 TURBOGENERATOR .....	14
4.3 GLAVNA NAPOJNA PUMPA I POGONSKA TURBINA PUMPE .....	17
4.4 GENERATOR PARE .....	23
4.5 GLAVNI KONDENZATOR .....	28
4.6 EVAPORATOR.....	31
4.7 KONDENZATOR BRTVENE PARE .....	35
4.8 NISKOTLAČNI I VISOKOTLAČNI ZAGRIJAČ NAPOJNE VODE .....	38
4.9 OTPLINJAČ .....	40
4.10 ZAGRIJAČ ZRAKA.....	44
<b>5. PRORAČUN EKSERGIJSKE UČINKOVITOSTI VENTILA ZA SMANJENJE TLAKA PARE</b> .....	<b>52</b>
5.1 REZULTATI ANALIZE .....	55
<b>6. UČINKOVITOST BRODSKOG PARNOTURBINSKOG POSTROJENJA</b> .....	<b>61</b>
<b>ZAKLJUČAK</b> .....	<b>65</b>
<b>LITERATURA</b> .....	<b>68</b>
<b>POPIS SLIKA</b> .....	<b>71</b>

# 1. UVOD

Već od 1970-tih godina parnoturbinsko postrojenje je najčešće zastupljeno kao pogon na tankerima za prijevoz ukapljenog prirodnog plina jer predstavlja sigurnost prijevoza i manje troškove. Unatrag deset godina, situacija na tržištu se mijenja zbog proizvođača motora s unutarnjim izgaranjem koji nastoje postići te u tome uspijevaju, veću učinkovitost pogona, manju potrošnju goriva i sl. Iako i to nosi svoje negativne strane, kao što je veliki trošak održavanja, parnoturbinsko postrojenje tu prednjači sa svojom pouzdanošću koja je izrazito visoka, sigurnošću, niskim troškovima održavanja, većimo dabirom vrste goriva za izgaranje u generatoru pare i niže emisije  $\text{NO}_x$  ispušnih plinova. Od nedostataka parnoturbinskog postrojenja može se izdvojiti niža učinkovitost postrojenja s obzirom na motore s unutarnjim izgaranjem.[34]

Većina današnjih brodskih parnoturbinskih postrojenja izvedena je s regenerativnim ciklusom predgrijavanja napojne vode koji se sastoji od dva ili više regenerativna zagrijača te oduzimanja pare iz glavne pogonske turbine. Pogonske značajke takvih postrojenja su tlak pregrijane pare na generatorima pare od 6 MPa te temperature pregrijane pare 510-525 °C. Brodska parna postrojenja rade u režimima nižih tlakova i temperatura kako bi se postigla što veća sigurnost postrojenja jer brod mora stići od točke A do točke B, ali i sama sigurnost posade je od velike važnosti.

Energijska i eksergijska analiza broskog parnoturbinskog sustava ukazuje na izvore gubitaka u postrojenju. Kod uočenih nedostataka predlažu se moguća rješenja kojima bi se povećala učinkovitost svake pojedine komponente, a time i učinkovitost cijelog postrojenja.

Diplomski rad se sastoji od šest poglavlja. U prvom uvodnom poglavlju ukratko su iznesene prednosti i nedostaci parnoturbinskog postrojenja te temperature i tlakovi na kojima rade s obzirom na današnju tehnologiju koja je sve naprednija i omogućuje veće snage postrojenja i njegovo iskorištavanje kako bi se postigla što veća učinkovitost.

U drugom poglavlju je predstavljeno analizirano parnoturbinsko postrojenje, spomenute su komponente koje ga sačinjavaju te njihova namjena.

U trećem poglavlju iznesene su dvije osnovne analize, energijska i eksergijska analiza koje će se kroz cijeli rad protezati te njihove termodinamičke jednadžbe temeljene na prvom i drugom zakonu termodinamike.

U četvrtom i ujedno najopsežnijem poglavlju, promatra se energijska i eksergijska učinkovitost kao i energijski i eksergijski gubici svake komponente parnoturbinskog postrojenja te se opisuje problematika pojedine komponente i moguća rješenja.

U petom poglavlju zasebno je prikazan ventil za smanjenje tlaka pare, izmjerene vrijednosti tlakova, temperature i masenih protoka na temelju kojih je provedena eksergijska analiza učinkovitosti te destrukcija eksergije.

U šestom poglavlju prikazana je ukupna energijska i eksergijska učinkovitost cijelog parnoturbinskog postrojenja iz koje je vidljivo odakle odlaze najveći tokovi energije i gdje se gube.

## 2. BRODSKO PARNO TURBINSKO POSTROJENJE

Analiza provedena u ovom diplomskog radu temelji se na već izmjerenim vrijednostima na parnoturbinskom postrojenju koje je sastavni dio pogona na tankeru za prijevoz ukapljenog prirodnog plina „Grace Barleria“, izgrađenom 2007. godine u korejskom brodogradilištu Hyundai Heavy Industries, u vlasništvu Nippon Yusen Kaishe, NYK Line, Slika 1. U Tablici 1., prikazane su karakteristike broda:

**Tablica 1. Karakteristike broda [1]:**

Vrsta broda:	tanker za prijevoz prirodnog ukapljenog plina
Zastava:	Bahami
Dužina preko svega:	288 m
Širina:	44 m
Gaz:	9,3m
Ukupna nosivost:	100 450 t
Maksimalna pogonska snaga postrojenja:	29 420 kW



**Slika 1. LNG/C Grace Barleria [26]**

Sve vrijednosti izmjerene su za vrijeme boravka broda u luci, manovre i plovidbe broda u dvadeset i pet eksploatacijskih režima koji su prikazani brzinom vrtnje glavnog pogonskog vratila.



Brodsko parnoturbinsko postrojenje sastoji se od dva zrcalno postavljena generatora pare koji imaju mogućnost izgaranja prirodnog plina ili tekućeg goriva te kombinaciju izgaranja obje vrste goriva. Generator pare proizvodi pregrijanu paru (pogoni glavnu pogonsku turbinu, turbogeneratore i turbinu za pogon napojne pumpe) tlaka 6 MPa i temperature 515 °C, a najveća moguća količina pare koju može proizvesti iznosi 2 x 70 000 kg/h. Glavnu pogonsku turbinu čine visokotlačno i niskotlačno kućište koje je spojeno sa reduktorom te pogoni glavno osovinsko vratilo broda. Iz niskotlačnog kućišta glavne turbine izlazi para, odlazi do turbogeneratorske, a zatim se kondenzira u glavnom kondenzatoru. Glavni brodski kondenzator je vakuumske vrste, radnog tlaka 40 mmHg pri temperaturi mora od 27 °C koje se koristi za kondenzaciju pare u kondenzatoru, prilikom čega temperatura mora raste, a vakuum u kondenzatoru opada. Od velike je važnosti održavati zadani vakuum jer on izravno djeluje na učinkovitost samog sustava te na vlažnost pare na lopaticama nekoliko zadnjih stupnjeva glavne niskotlačne turbine. Napojnu pumpu, maksimalne snage 570 kW, pogoni parna turbina, a sama pumpa napaja generator pare potrebnom količinom napojne vode. Ispušna para koja izlazi iz turbine pogoni napojnu pumpu, a zatim odlazi u otplinjač koji ima dvostruku funkciju, a to je da zagrijava napojnu vodu te odstranjuje kisik i druge otopljene plinove iz napojne vode. Otopljeni plinovi imaju korozivno djelovanje na metalne površine komponenti parnog kruga, stoga ih je potrebno odstraniti iz sustava, za što je velikim dijelom zaslužan otplinjač, dok se manji dio otopljenih plinova veže kemijskim tretiranjem napojne vode. Sustav cjevovoda ima zadaću da dio pare sa izlaza iz turbine koja služi za pogon napojne pumpe odvodi osim na otplinjač i na evaporator, na kojem se za vrijeme navigacije odvodi para iz niskotlačnog kućišta glavne turbine.

Broj je opremljen dvjema evaporatorskim jedinicama kapaciteta 2 x 60 t/dan od kojih je za dnevne potrebe posade potrebna jedna evaporatorska jedinica destilata. Kako bi se poboljšala cjelokupna učinkovitost parnog kruga, u njega su nadograđeni regenerativni zagrijači napojne vode koji su izvedeni u tri stupnja i to: niskotlačni zagrijač, visokotlačni regenerativni zagrijač za zagrijavanje napojne vode prije ulaza u generator pare te otplinjač. Uz to, izvedeno je dogrijavanje napojne vode pomoću dva izmjenjivača topline kroz koje prolazi napojna voda pomoću evaporatora i kondenzatora brtvene pare. Za potrebe električne energije na brodu ugrađena su dva turbogeneratorska maksimalne snage 3 850 kW po jedinici.

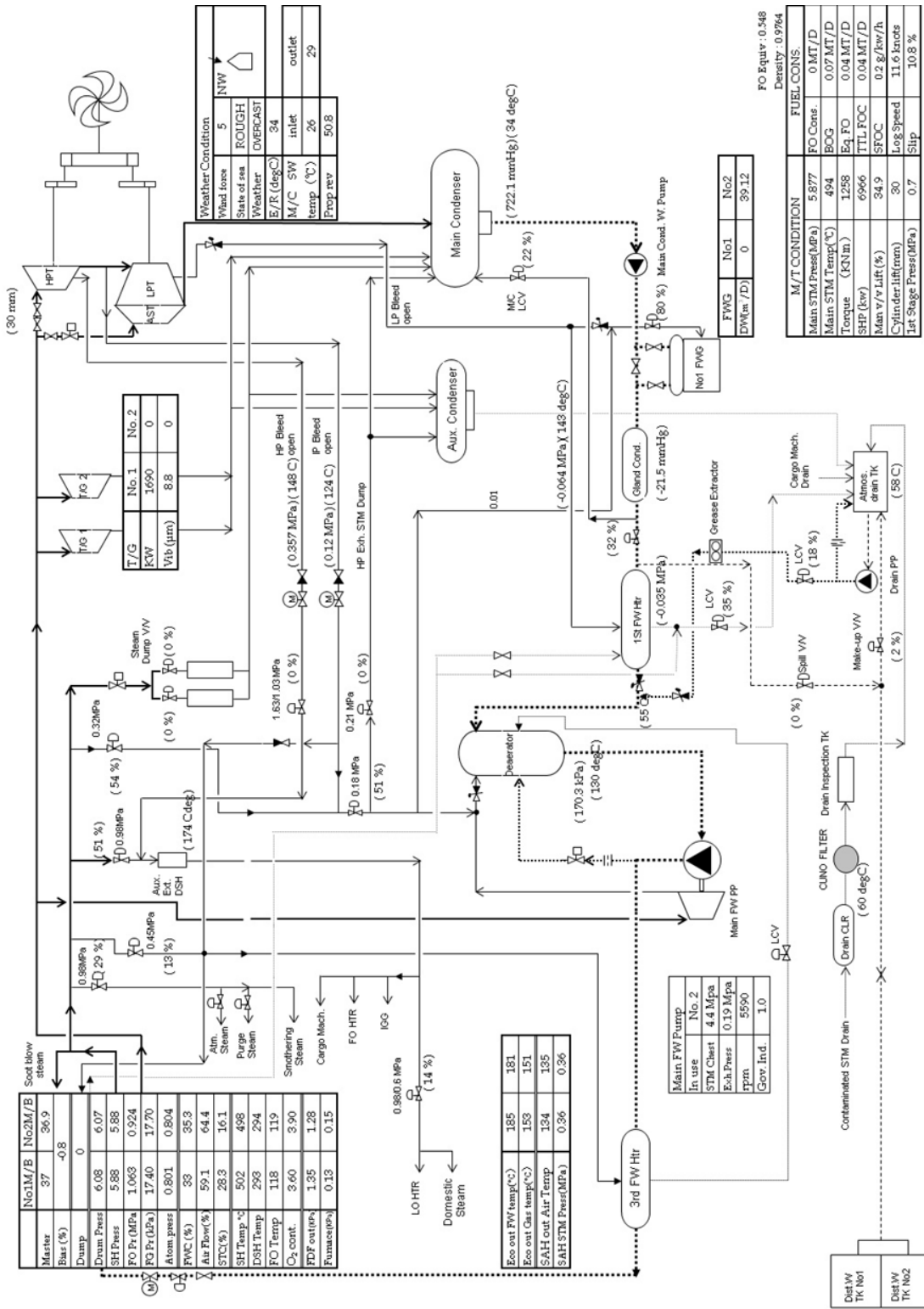
Uz glavni parni krug, u analiziranom postrojenju nalazi se i pomoćni (servisni) parni krug (neće biti analiziran u radu) grijanja koji koristi oborenu paru (para tlaka 6 MPa, ali snižene

temperature) s generatora pare tlaka 6 MPa i temperature 300 °C. Servisni parni krug se dijeli na dva podkruga: servisni krug grijanja čistog kondenzata koji služi za grijanje brodskih sustava i servisni krug grijanja kontaminiranog kondenzata koji se koristi za grijanje tankova i zagrijača teškog goriva i ulja.

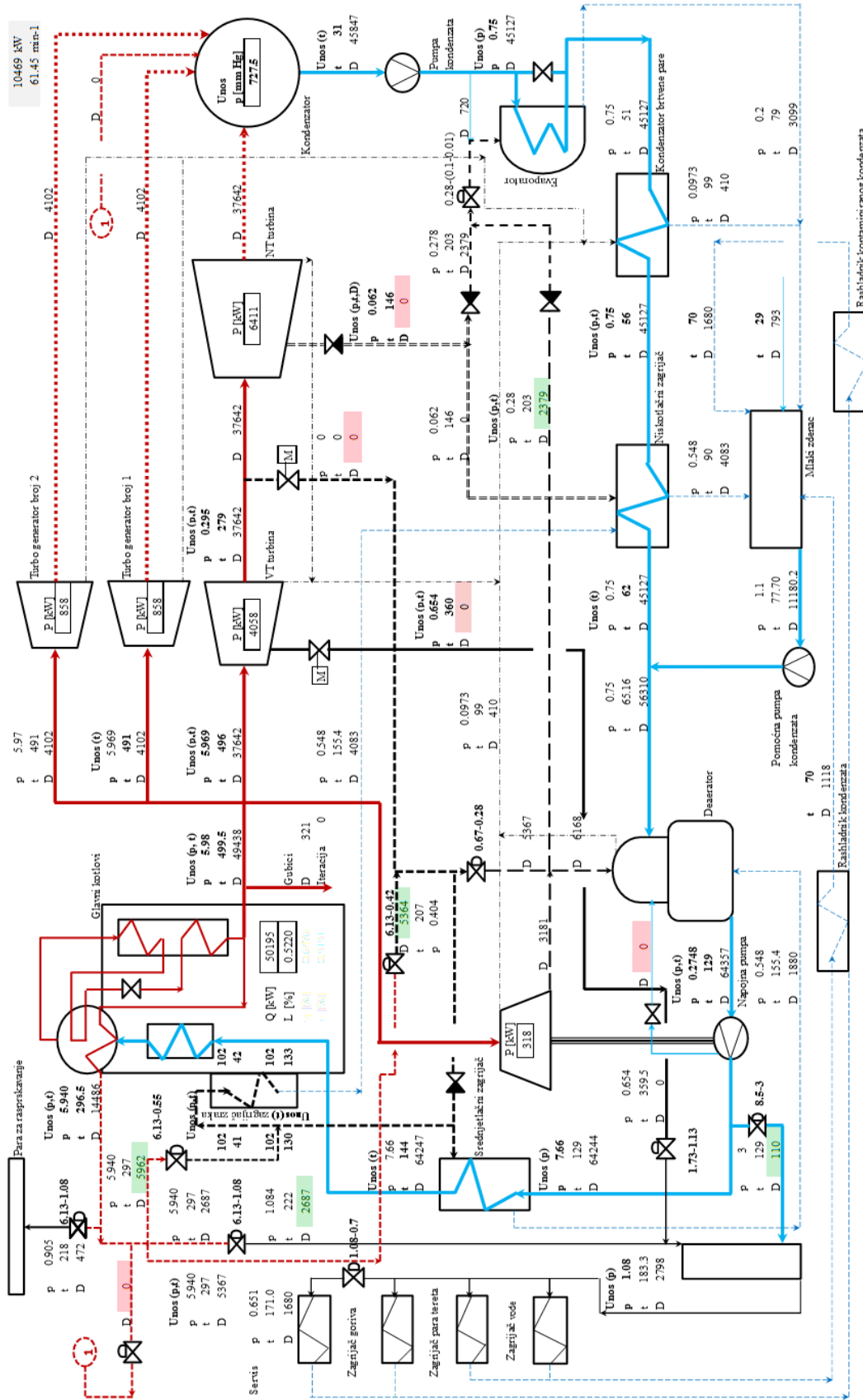
S obzirom na to da su tankeri za prijevoz ukapljenog prirodnog plina specifični zbog toga jer postoji mogućnost povećanja tlaka u tankovima tereta, ti ispareni prirodni plinovi se ne ispuštaju u atmosferu zbog stakleničkog učinka, već se isparak šalje u generator pare gdje izgaraju, a višak oborene pare se dalje odvodi u glavni kondenzator i zbog toga postoji poseban krug oborene pare.

Na Slici 2. je prikazana principijelna shema broskog parnoturbinskog postrojenja s Rankineovim ciklusom regenerativnog zagrijavanja napojne vode gdje se oduzima para s glavne pogonske turbine, dok Slika 3. prikazuje izmjerene vrijednosti (tlakove, temperature i masene protoke) radnih medija u samom postrojenju.

PLANT CONDITION OF S.S. GRACE BARLERIA



Slika 2. Shema parnoturbinskog pogonskog postrojenja tankera za prijevoz ukapljenog prirodnog plina [37]



Slika 3. Numerički model parnoturbinskog postrojenja [37]

### 3. TERMODINAMIČKE JEDNADŽBE

Analiza postrojenja zahtijeva detaljnije promatranje sustava i njegovih performansi, a to se može ostvariti uporabom dodatnih inženjerskih alata kao što su energijska i ekssergijska analiza. Sve termodinamičke jednadžbe za ustaljene pogonske uvjete imaju polazišta u literaturi [11], [17], [36] i [5]. Referentno stanje (stanje okoline) za termodinamički proračun je temperatura okoline od 25 °C i atmosferski tlak koji iznosi 0,1 MPa [29], [18], [13].

#### 3.1 ENERGIJSKA ANALIZA

Energijska analiza temelji se na očuvanju energije iz prvog zakona termodinamike koji glasi: "Energija se ne može stvoriti niti uništiti". Pomoću sljedeće formule navedeni zakon o energiji može se kvantitativno iskazati [38]:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_i \dot{m}_{in,i} \left( h_{in,i} + \frac{1}{2} v_{in,i}^2 + g z_{in,i} \right) - \sum_j \dot{m}_{out,j} \left( h_{out,j} + \frac{1}{2} v_{out,j}^2 + g z_{out,j} \right) \quad (3.1)$$

gdje je:

U - unutarnja energija [J]

Q - toplina [J]

m - masa [kg]

W - rad [J]

h - specifična entalpija [J/kg]

v - brzina fluida [kg/s]

g - gravitacijsko ubrzanje [m/s<sup>2</sup>]

Iz perspektive energijske analize, ukupna iskoristivost sustava definira se preko sljedeće formule [38]:

$$\eta = \frac{\Delta H_{out}}{\Delta H_{in}} \quad (3.2)$$

gdje  $\Delta H_{out}$  i  $\Delta H_{in}$  predstavljaju ukupnu korisnu količinu energije koja izlazi odnosno ulazi u sustav.

Energijska analiza sustava temelji se na kvantiteti svih oblika energije. Pretvorba električne energije u mehaničku odvija se s veoma malim gubitcima, od 5 do 8%, dok se pretvorba toplinske energije u mehaničku odvija s nizom ograničenja uz značajno manji stupanj učinkovitosti (pretvorbe) nego električna energija. Razlog tome je nasumično gibanje čestica zbog kojeg je potrebno iskoristiti dodatnu količinu energije kako bi se čestice dovele u uređeni stanje. Pretvorba toplinske energije u mehaničku nikad neće iznositi 100%, već puno manje, a ona će biti korisna za grijanje sustava goriva ili prostora za boravak posade, ali sa stajališta ukupne iskoristivosti energije potpuno neisplativa.

### 3.2 EKSERGIJSKA ANALIZA

Eksergija je termodinamička veličina koja nam omogućuje uvid u kvalitetu i kvantitetu energije, a definira se kao maksimalna količina rada koju može proizvesti neki sustav, protok, tvar ili energija kako dolazi u stanje ravnoteže s okolinom [53]. Uz to, eksergija je i mjera kvalitete energije. Eksergija se može izgubiti zbog nepovrativosti u stvarnom procesu, zato je potrošnja eksergije proporcionalna stvorenoj entropiji u nepovrativom procesu. Eksergijska analiza je metoda koja koristi principe očuvanja energije koji su značajni za prvi zakon termodinamike, a odnosi se i na princip promjene entropije koji pak sačinjava drugi zakon termodinamike. Naposljetku, eksergijska analiza je od velikog značaja jer daje potpuni uvid u poboljšanje učinkovitosti korištenih energijskih resursa s obzirom da ukazuje te određuje vrste i veličine gubitaka.

Kvantitativna veličina eksergije može se izračunati prema sljedećem izrazu [38]:

$$\dot{E}_{x,ph} = \dot{m}[(h - h_0) + T_0(s - s_0)] \quad (3.3)$$

gdje je:

$\dot{m}$  - protočna masa radne tvari [kg/s]

$h$  - specifična entalpija [J/kg]

$s$  - specifična entropija [J/(kgK)]

$T$  - temperatura [K]

S indeksom  $0$  označeno je stanje radne tvari koja se nalazi u toplinskoj i mehaničkoj ravnoteži s okolinom, dok oznake bez indeksa predstavlja početno stanje radne tvari. Također, izraz po kojem se može izračunati veličina eksergije temeljem topline koju je radna tvar primila pri temperaturi  $T$  te je predala okolini, a u svrhu kontinuirane pretvorbe topline u rad, pri temperaturi  $T_0$  [38]:

$$\dot{E}_{x,ph} = \dot{Q} \left[ 1 - \frac{T_0}{T} \right] \quad (3.4)$$

Za razliku od energije, eksergija se ne može pohraniti. Bilo koji nepovratni proces uključuje gubitak energije. Navedeni termin poznat kao „stupanj nepovrativosti“ se računa na sljedeći način [38]:

$$\dot{i} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (3.5)$$

gdje je  $\dot{S}_{gen}$  stupanj generiranja entropije.

Činjenica da se eksergija ne može pohraniti govori o većem broju alternativnih indikatora izvedbe: znanstvena se zajednica, međutim, još nije usuglasila koje indikatore koristiti kod eksergijske analize. Iz navedenog se zaključuje kako je potrebno kombinirati energijsku i eksergijsku analizu kako bi utvrdili koliko se cjelokupni sustav može unaprijediti i koliko je učinkovit.

### 3.3 NAČELA UČINKOVITOSTI

Učinkovitost je mjera kvalitete rada sustava, a sama učinkovitost može biti iskazana u različitim oblicima, ali općenito univerzalna učinkovitost može se iskazati prema [23], [12], [2], [22]:

$$\eta = \frac{\text{željeni izlaz}}{\text{potrebni ulaz}} \quad (3.6)$$

Energijska učinkovitost je odnos korisno dobivenog i uloženog energijskog toka:

$$\eta_I = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{E}_l}{\dot{E}_{ULAZ}} \quad (3.7)$$

Eksergijska učinkovitost je odnos izlaznih i ulaznih eksergijskih tokova:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{xIZLAZ}}{\dot{E}_{xULAZ}} = 1 - \frac{\dot{E}_{xd}}{\dot{E}_{xULAZ}} \quad (3.8)$$



## 4. REZULTATI OSNOVNIH KOMPONENTI ANALIZIRANOG BRODSKOG PARNOTURBINSKOG SUSTAVA

### 4.1 GLAVNA POGONSKA TURBINA

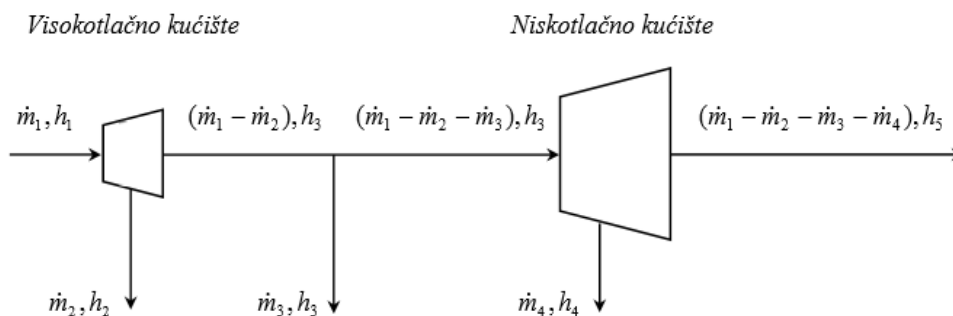
Glavnu brodsku parnu turbinu čini jedno visokotlačno i jedno niskotlačno kućište. Visokotlačno kućište sastoji se od Curtisovog stupnja i sedam Rateau stupnjeva, a niskotlačno kućište sastoji se od četiri Rateau i četiri reakcijska stupnja.

Prema Slici 4. snaga na visokotlačnom kućištu je [37]:

$$P_{VT} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_2 - h_3) \quad (4.1)$$

Snaga na niskotlačnom kućištu je:

$$P_{NT} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_4) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4) \cdot (h_4 - h_5) \quad (4.2)$$



**Slika 4. Termodinamički model brodske parne turbine [37]**

gdje je:

$\dot{m}_1$  - maseni protok pare na ulazu u glavnu pogonsku turbinu, kg/s

$\dot{m}_2$  - maseni protok prvog odzimanja pare s glavne pogonske turbine, kg/s

$\dot{m}_3$  - maseni protok drugog odzimanja pare s glavne pogonske turbine, kg/s

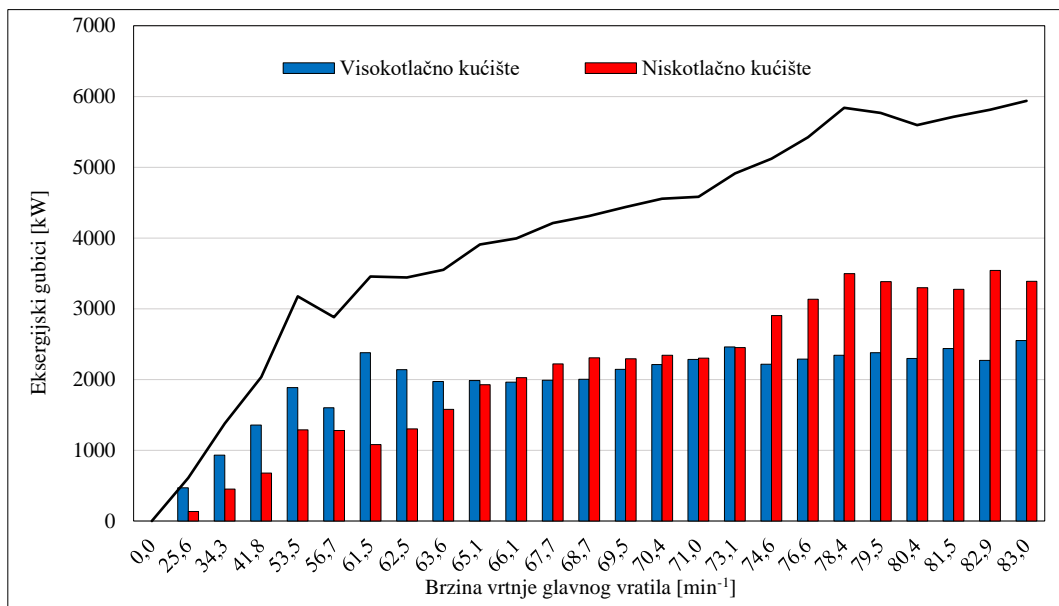
$\dot{m}_4$  - maseni protok trećeg odzimanja pare s glavne pogonske turbine, kg/s

$h$  - specifične entalpije pojedinih radnih točaka glavne pogonske turbine, kJ/kg

Na Slici 5. su prikazani eksergijski gubitci cijele glavne turbine te razdioba eksergijskih gubitaka za visokotlačno i niskotlačno kućište. Eksergijski gubitci na niskotlačnom

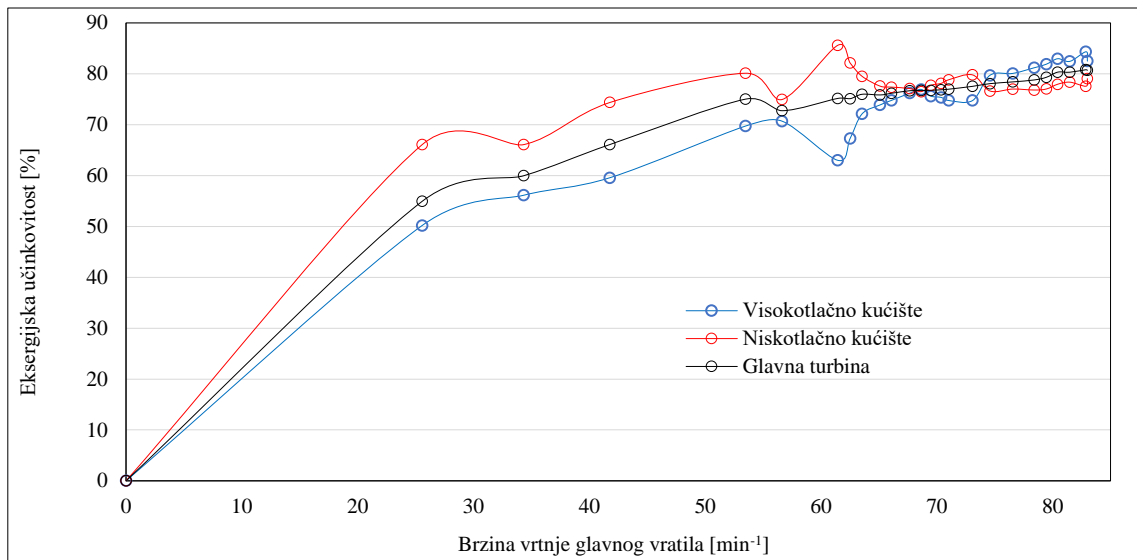
kućištu su mali zbog prerađivanja malog toplinskog pada prilikom pokretanja koji rastu kako se povećava opterećenje. Kod visokotlačnog kućišta situacija je obrnuta, gubitci su veći na nižim opterećenjima.

Ukupni eksergijski gubitci glavne pogonske turbine jednaki su zbroju gubitaka visokotlačnog i niskotlačnog kućišta. Na brzini vrtnje glavnog pogonskog vratila od  $61,45 \text{ min}^{-1}$  dolazi do naglog porasta eksergijskih gubitaka visokotlačnog kućišta glavne turbine i smanjenja eksergijskih gubitaka niskotlačnog kućišta jer se mijenja režim hlađenja glavnog kondenzatora sa cirkulacijskih pumpi na režim hlađenja zgrtanjem mora. Ovakva promjena za posljedicu ima povoljno djelovanje na eksergijske gubitke niskotlačnog kućišta. Prilikom hlađenja glavnog kondenzatora zgrtanjem mora, povećava se protok mora kroz glavni kondenzator te se tako smanjuje tlak u kondenzatoru. Samim time se smanjuju eksergijski gubitci u niskotlačnom kućištu glavne pogonske turbine.



**Slika 5. Termodinamički model brodske parne turbine [37]**

Promjena eksergijske učinkovitosti cjelokupne glavne turbine i njenih kućišta pri promjeni opterećenja na glavnom vratilu prikazana je na Slici 6.



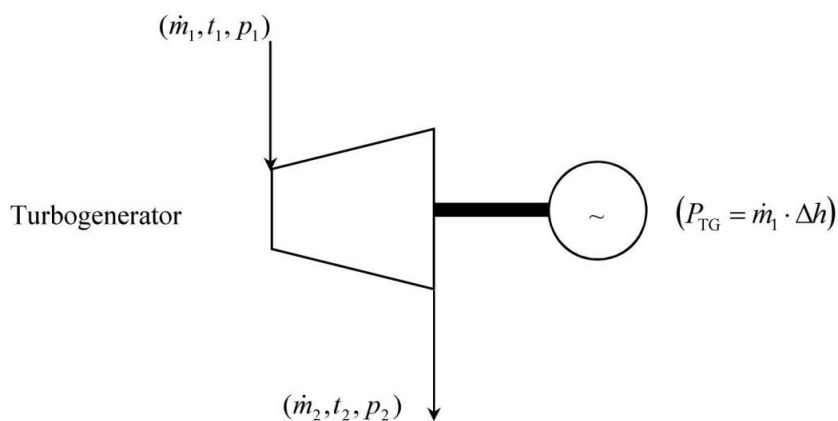
**Slika 6. Promjena eksergijskih učinkovitosti cjelokupne glavne turbine i njenih kućišta pri promjeni opterećenja na glavnom vratilu [37]**

Na nižim opterećenjima propulzijskog sustava (sve do brzine vrtnje od 74,59 min<sup>-1</sup>) niskotlačno kućište glavne turbine ima osjetno veću eksergijsku učinkovitost u usporedbi s visokotlačnim kućištem.

## 4.2 TURBOGENERATOR

Na brodu se nalaze dva turbogeneratora maksimalne snage 3 850 kW po jedinici koji se sastoji od kondenzacijske parne turbine s devet Rateau stupnjeva i električnog generatora. Turbogenerator ima parnu turbinu povezanu s električnim generatorom pomoću reduktora i vratila.

Za vrijeme plovidbe, turbogeneratori rade u paralelnom radu zbog sigurnosnih razloga i tako podjednako dijele snagu za proizvodnju električne energije na brodu potrebnu za neometan rad svih potrošača. Protok mase i energije turbogeneratora prikazan je na Slici 7.



**Slika 7. Protok mase i energije parne turbine turbogeneratorsa [37]**

gdje je:

- 1- ulaz pare u turbinu turbogeneratorsa
- 2- izlaz pare iz turbine turbogeneratorsa

Bilanca masenih protoka turbine [37]:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.3)$$

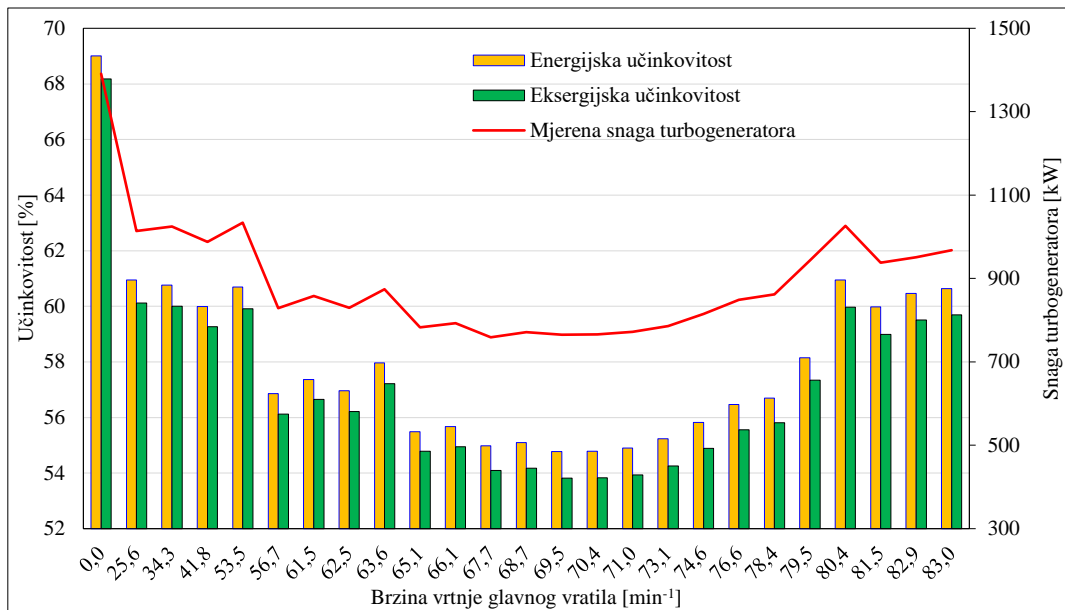
Energijska učinkovitost turbine:

$$\eta_{ITG} = 1 - \frac{El}{E_{ULAZ}} = \frac{E_{IZLAZ}}{E_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) - P_{TG}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ})} = \frac{P_{TG}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ})} \quad (4.4)$$

Eksergijska učinkovitost turbine:

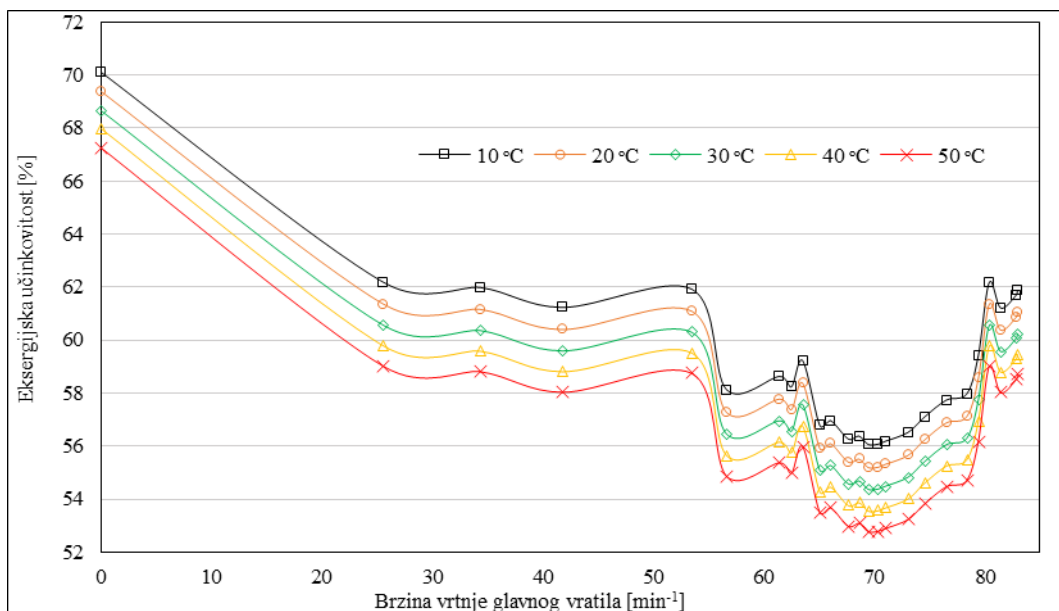
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}x_d}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) - P_{TG}}{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2)} = \frac{P_{TG}}{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2)} \quad (4.5)$$

Eksergijska i energijska učinkovitost turbogeneratorsa ovisi o samoj proizvedenoj snazi na turbogeneratorsu (što je veća snaga, manja je specifična potrošnja pare) pa je zbog toga manja u odnosu na glavnu pogonsku turbinu, Slika 8. Kako raste snaga na turbogeneratorsu, smanjuje se specifična potrošnja pare i time se vidno utječe na stupanj učinkovitosti, što znači da je turbogeneratorsore potrebno držati na većim opterećenjima, ako se želi postići veća učinkovitost. Ali, s obzirom na to da brod plovi različitim plovnim rutama i kroz vremenske prilike i neprilike, sigurnost posade stavlja se na prvo mjesto i zbog toga turbogeneratorsori ponekad ne mogu biti na većim opterećenjima pa dolazi do gubitaka, odnosno smanjenja učinkovitosti.



**Slika 8. Energijska i eksergijska učinkovitost turbogeneratorsa u odnosu na mjerenu snagu pri promjeni opterećenja [37]**

Eksergijska učinkovitost turbogeneratorsa prilikom promjene temperatura okoline vidljiva je iz Slike 9. Porastom temperature okoline smanjuje se eksergijska učinkovitost i to pri nižim opterećenjima turbogeneratorsa koja iznosi oko 3%. Stoga je, za veću učinkovitost samog turbogeneratorsa poželjno da radi pri nižim temperaturama okoline.



**Slika 9. Kretanje eksergijske učinkovitosti turbogeneratorsa pri promjeni temperature okoline [37]**

### 4.3 GLAVNA NAPOJNA PUMPA I POGONSKA TURBINA PUMPE

Uloga napojne pumpe je podizanje tlaka napojne vode te napajanje brodskih generatora pare vodom. U postrojenju su ugrađene dvije pumpe od kojih jedna radi, a druga je u pripravnosti.

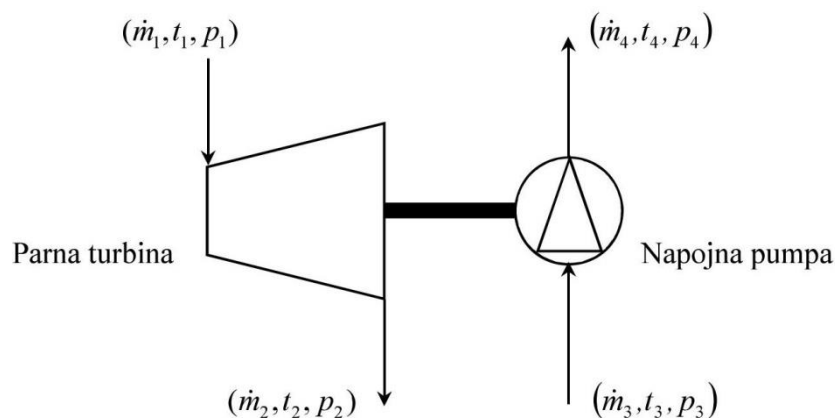
Centrifugalna pumpa izvedena je u četiri stupnja. Rotor prvog stupnja izveden je tako da ima usis s dvije strane kako bi se kompenzirale aksijalne sile na pumpi, dok ostala dva rotora imaju usise s jedne strane osovine pumpe. Napojna pumpa mora biti spremna za trenutni rad te zbog toga ima sustav progrijavanja parne turbine na minimalnom broju okretaja bez dobave pumpe. Karakteristike glavne napojne pumpe su prikazane u Tablici 2.:

**Tablica 2. Karakteristike glavne napojne pumpe [9]:**

Kapacitet:	175 m <sup>3</sup> /h
Visina dobave:	818 m
Snaga turbine napojne pumpe:	570 kW

Protok mase i energije prikazan je na Slici 10., gdje su:

- 1- ulaz pare u turbine napojne pumpe
- 2- izlaz pare iz turbine napojne pumpe
- 3- ulaz napojne vode u napojnu pumpu
- 4- izlaz napojne vode iz napojne pumpe



Slika 10. Protok mase i energije napojne pumpe [37]

Bilanca masenih protoka turbine [12]:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.6)$$

Energijski gubitci turbine:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) - P_{NP} \quad (4.7)$$

Energijska učinkovitost turbine:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ}) - P_{NP}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ})} = \frac{P_{NP}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{2IZ})} \quad (4.8)$$

Eksergijski gubitci turbine:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) - P_{NP} \quad (4.9)$$

Eksergijska učinkovitost turbine:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2) - P_{NP}}{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2)} = \frac{P_{NP}}{\dot{m}_1 \cdot (ex_1 - ex_2)} \quad (4.10)$$

Bilanca masenih tokova napojne pumpe [25], [7]:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (4.11)$$

Energijski gubitci napojne pumpe:

$$\dot{E}l = P_p - \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) \quad (4.12)$$

Energijska učinkovitost napojne pumpe:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = 1 - \frac{P_{NP} - \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3)}{P_{NP}} = \frac{\dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3)}{P_{NP}} \quad (4.13)$$

Eksergijska bilanca napojne pumpe [4], [6]:

$$P_{NP} - \dot{E}xd = \dot{m}_3 \cdot (ex_4 - ex_3) \quad (4.14)$$

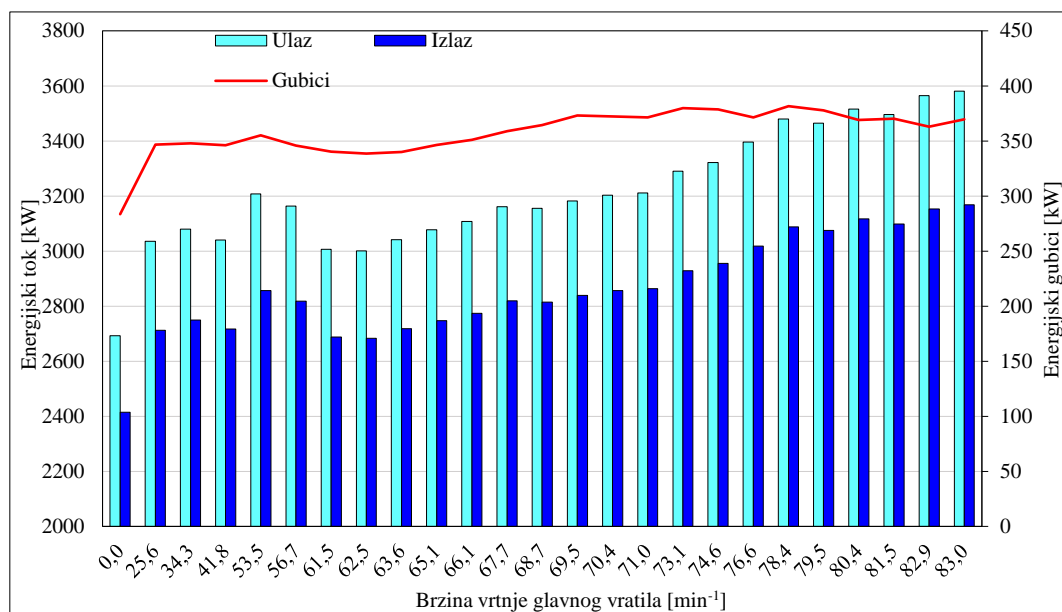
Eksergijski gubitci napojne pumpe:

$$\dot{E}xd = P_{NP} - \dot{m}_3 \cdot (ex_4 - ex_3) \quad (4.15)$$

Eksergijska učinkovitost napojne pumpe:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{P_{NP} - \dot{m}_3 \cdot (ex_4 - ex_3)}{P_{NP}} = \frac{\dot{m}_3 \cdot (ex_4 - ex_3)}{P_{NP}} \quad (4.16)$$

Energijski gubitci turbinskog kućišta glavne napojne pumpe, prikazani su na Slici 11.



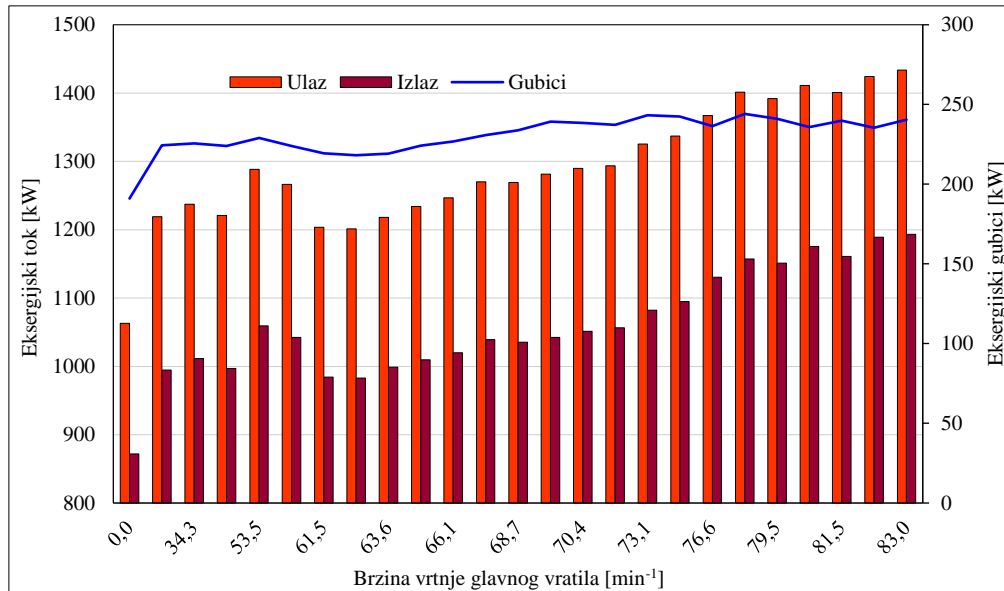
**Slika 11. Energijski tokovi i energijski gubitci turbine napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37]**

Što se tiče energijskih gubitaka turbine napojne vode, većih oscilacija nema u mjerenim područjima. Najmanji gubitci su za vrijeme stajanja broda u luci. U donjim režimima brzine vrtnje glavnog vratila napojna pumpa radi u recirkulaciji što znači da vraća jedan dio napojne vode natrag u otplinjač. Kako je ovdje riječ o eksploatacijskim uvjetima, recirkulacija napojne vode iz napojne pumpe u otplinjač povećava protok na napojnoj pumpi koja radi u području



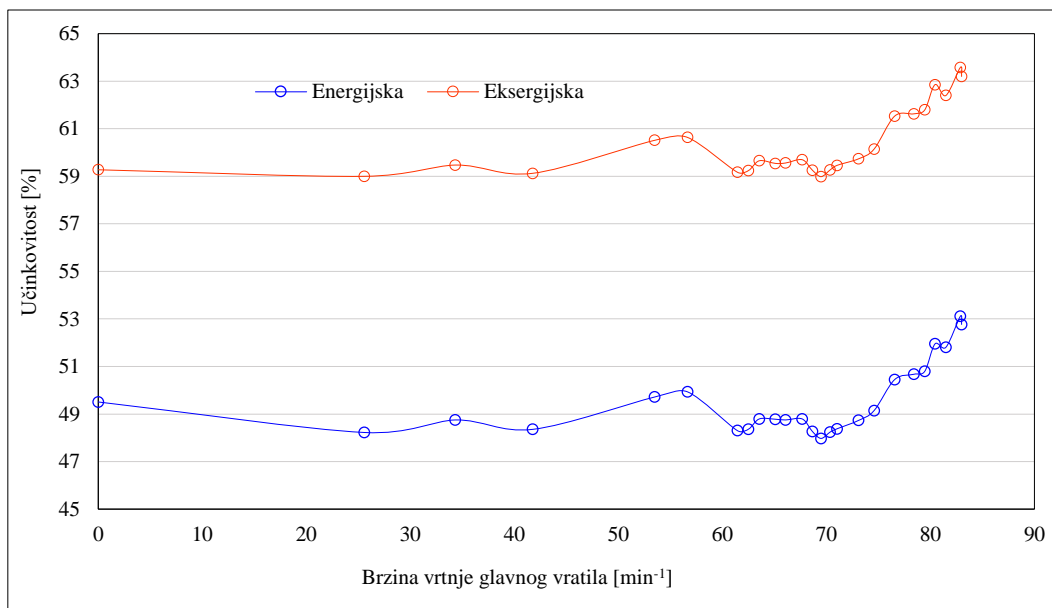
visokih tlakova. Recirkulacija napojne pumpe pri nižim brzinama vrtnje glavnog vratila je čisti gubitak energije.

S obzirom da su eksergijski gubitci manji od energijskih, time je i eksergijska učinkovitost turbine napojne pumpe veća, Slika 12.



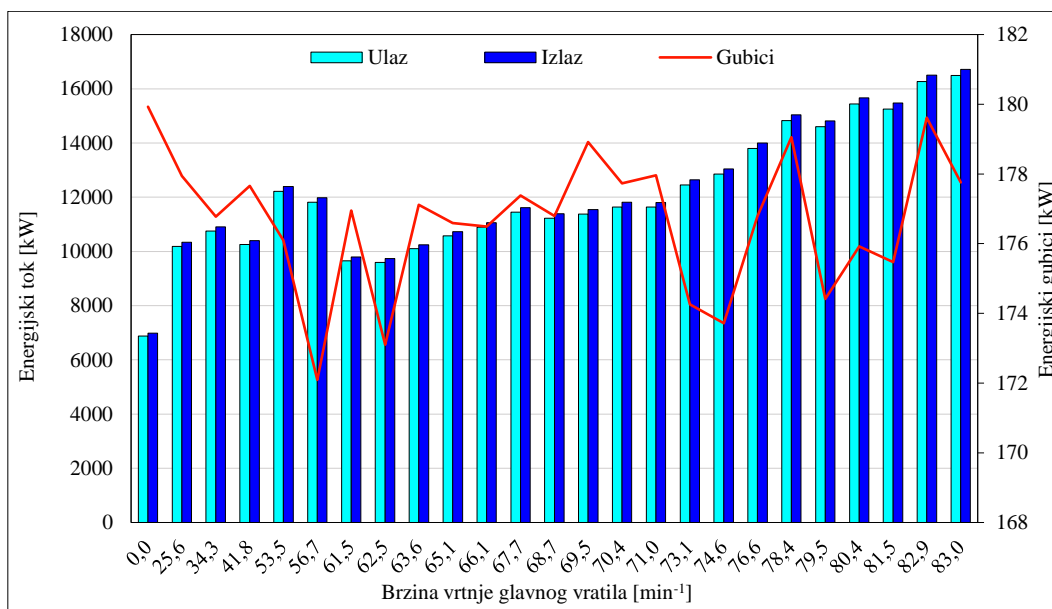
**Slika 12. Eksergijski tokovi i eksergijski gubici turbine napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37]**

Na Slici 13. je prikazana energijska i eksergijska učinkovitost turbine napojne pumpe odakle se vidi da je energijska učinkovitost turbine napojne pumpe manja u cijelom režimu rada, upravo zbog većih energijskih gubitaka. Povećano opterećenje turbine napojne pumpe pozitivno djeluje na učinkovitost te ona raste. Turbina napojne pumpe je uređaj koji ima najveću razliku energijske i eksergijske učinkovitosti od svih ostalih analiziranih turbinskih strojeva u postrojenju. Nepovoljna učinkovitost turbine napojne pumpe uzrokovana je slijedećim razlozima: Curtis kolo prerađuje veliki toplinski pad, ali ima manju učinkovitost, idealno Curtisovo kolo s dva reda lopatica ima učinkovitost na lopaticama od 75% [3]. U eksploatacijskim uvjetima te su vrijednosti ispod 65%. Protutlačni rad turbine napojne pumpe povećava gubitke izlazne energije i eksergije.



**Slika 13. Energijska i eksergijska učinkovitost turbine napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37]**

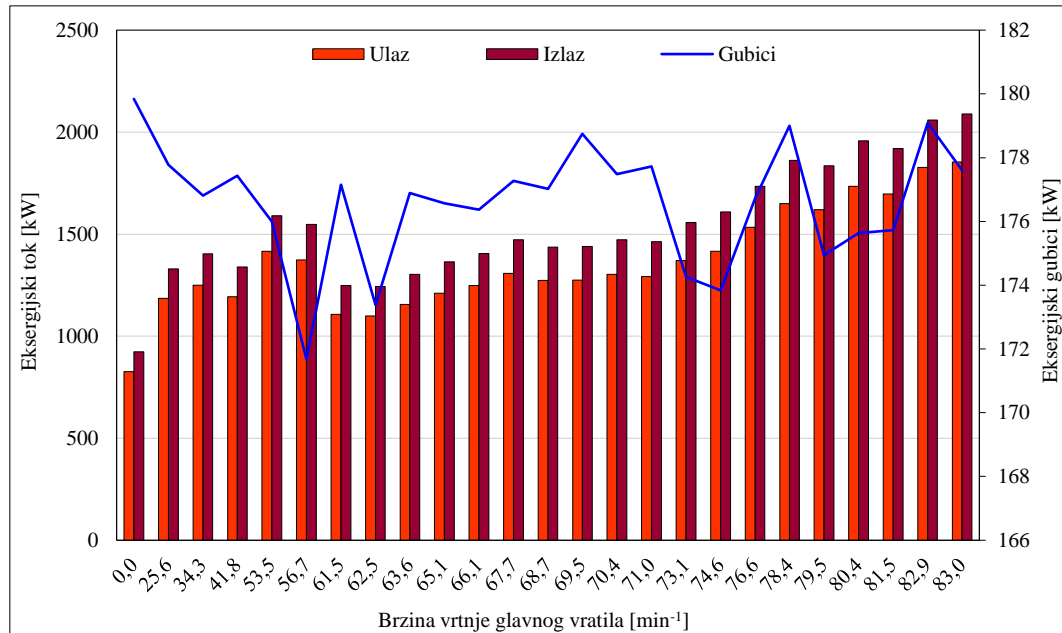
Na Slici 14. su vidljivi povećani gubici za vrijeme stajanja broda u luci koji bi se mogli smanjiti kada bi se ugradila napojna pumpa lučkog pogona koja bi uz manji kapacitet imala i manju snagu od glavne pumpe te bi se time smanjili gubici na nižim brzinama vrtnje.



**Slika 14. Energijski tokovi i energijski gubici napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37]**

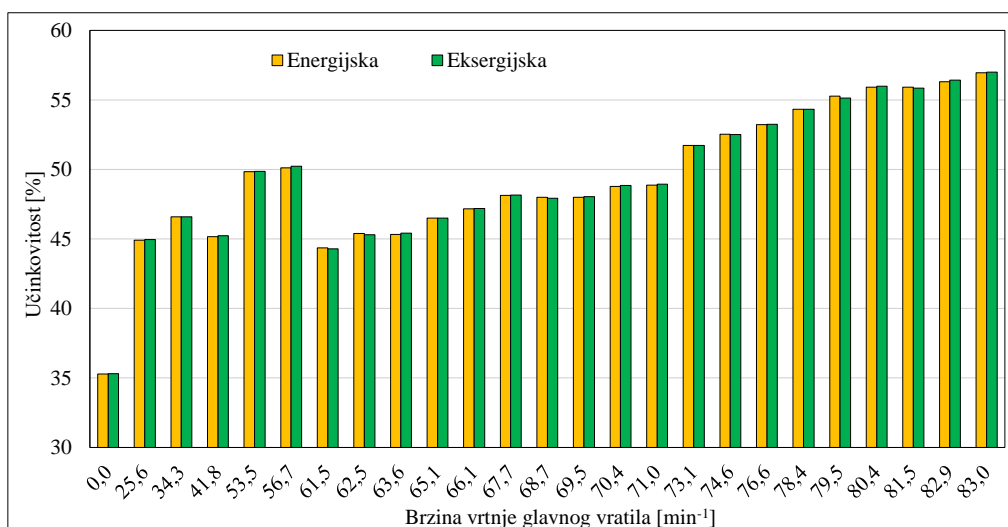
Iz donje Slike 15., može se uočiti kako su i eksergijski gubici približno jednaki energijskima i to opet prilikom stajanja broda u luci (pumpa radi u recirkulaciji). Eksergijski

gubitci se smanjuju u području rada nakon manovre te u području oduzimanja s glavne pogonske turbine. U analizi se uzima tekući medij koji ima mali radni potencijal i time je od velike važnosti za eksergijsku analizu.

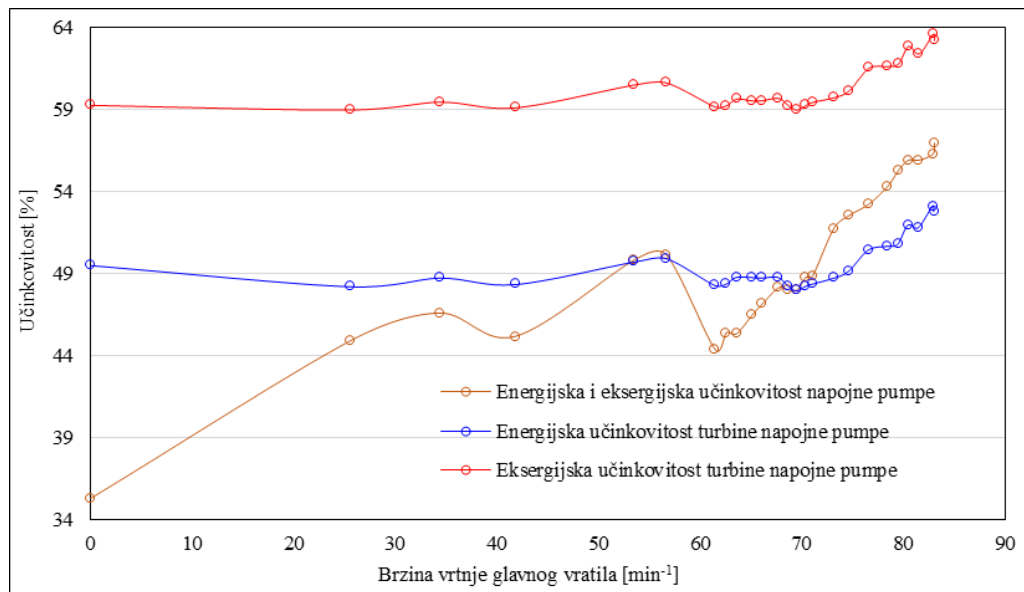


**Slika 15. Eksergijski tokovi i eksergijski gubici napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37]**

Energijska i eksergijska učinkovitost pri promjeni opterećenja glavnog pogonskog vratila prikazana na Slici 16. je podjednaka s obzirom na to da je u pitanju kapljevina. Nakon manovre se povećava protok napojne pumpe koji ima pozitivan utjecaj na gubitke jer ih smanjuje tj. povećava učinkovitost napojne pumpe.



**Slika 16. Energijska i eksergijska učinkovitost napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37]**



**Slika 17. Usporedba energijske i eksergijske učinkovitosti turbine i napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37]**

Na Slici 17. su prikazane analize učinkovitosti turbine i napojne pumpe. Eksergijska i energijska učinkovitost napojne pumpe se skoro podudara, dok je turbina eksergijski najučinkovitija za vrijeme rada. Na učinkovitost pumpe djeluje protok napojne vode koji je u recirkulaciji manji nego na većim opterećenjima. U području brzine vrtnje glavnog vratila od 50 do 60  $\text{min}^{-1}$  i porastom opterećenja na generatoru pare, vidljiva je veća energijska učinkovitost napojne pumpe od energijske učinkovitosti turbine napojne pumpe. Iako energijska učinkovitost napojne pumpe i dalje raste nakon 70  $\text{min}^{-1}$ , eksergijska učinkovitost turbine je veća i time prevladava.

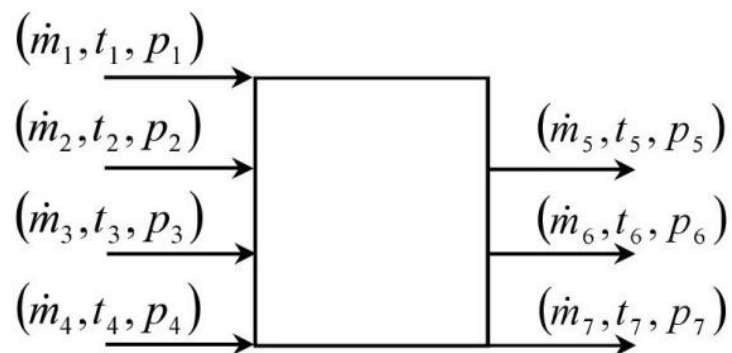
#### 4.4 GENERATOR PARE

Na brodu se nalaze dva zrcalno postavljena generatora pare Mitsubishi MB-4E-KS [20] koji imaju mogućnost izgaranja tekućeg goriva i prirodnog plina. Generatori pare proizvode pregrijanu paru koja odlazi na turbine i oborenu paru koja izlazi iz generatora pare (i dalje u pregrijanom stanju, ali s nižom temperaturom) i snabdijeva ostale potrošače u sustavu. Ovi generatori su konstrukciji izvedeni tako da imaju parni i vodeni bubanj sa silaznim vodenim cijevima i uzlaznim cijevima van ložišta čija izvedba omogućuje prirodnu cirkulaciju unutar samog generatora.

Brodski generatori pare imaju slijedeće karakteristike, Tablica 3.:

**Tablica 3. Karakteristike broskog generatora [37]**

Maksimalna proizvodnja pare:	2 x 70000 kg/h
Radni tlak:	6,03 MPa
Temperatura pregrijane pare na izlazu iz pregrijača:	515 °C
Temperatura oborene pare:	293 °C



**Slika 18. Protoci mase i energije generatora pare [37]**

Na Slici 18. prikazan je protok mase i energije generatora par gdje su:

- 1- ulaz zraka u generator pare
- 2- ulaz HFO u generator pare
- 3- ulaz LNG u generator pare
- 4- ulaz napojne vode u generator pare
- 5- izlaz pregrijane pare iz generator pare
- 6- izlaz oborene pare iz generator pare
- 7- izlaz ispušnih plinova iz generator pare

Bilanca masenih protoka generatora pare [37]:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 \quad (4.17)$$

Bilanca energijskih tokova generatora pare:

$$h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2 + h_3 \cdot \dot{m}_3 + h_4 \cdot \dot{m}_4 = h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 + h_7 \cdot \dot{m}_7 + \dot{E}l \quad (4.18)$$

Energijski gubitci generatora pare:

$$\dot{E}l = h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2 + h_3 \cdot \dot{m}_3 + h_4 \cdot \dot{m}_4 - h_5 \cdot \dot{m}_5 - h_6 \cdot \dot{m}_6 - h_7 \cdot \dot{m}_7 \quad (4.19)$$

Energijska učinkovitost generatora pare:

$$\dot{E}l = (h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2 + h_3 \cdot \dot{m}_3 - h_7 \cdot \dot{m}_7) + (h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 - h_4 \cdot \dot{m}_4) \quad (4.20)$$

Kako je  $\dot{Q}_C$  transfer topline na generatoru pare onda je:

$$(h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2 + h_3 \cdot \dot{m}_3 - h_7 \cdot \dot{m}_7) = \dot{Q}_C \quad (4.21)$$

Odnosno, energijska učinkovitost generator pare, prema načelu učinkovitosti (3.7) je:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{Q}_C} = \frac{(h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 - h_4 \cdot \dot{m}_4)}{(h_1 \cdot \dot{m}_1 + HHV_{HFO} \cdot \dot{m}_2 + HHV_{LNG} \cdot \dot{m}_3 - h_7 \cdot \dot{m}_7)} \quad (4.22)$$

Bilanca eksnergijskih tokova generatora pare:

$$ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_2 \cdot \dot{m}_2 + ex_3 \cdot \dot{m}_3 + ex_4 \cdot \dot{m}_4 = ex_5 \cdot \dot{m}_5 + ex_6 \cdot \dot{m}_6 + ex_7 \cdot \dot{m}_7 + \dot{E}xd \quad (4.23)$$

Eksnergijski gubitci generatora pare:

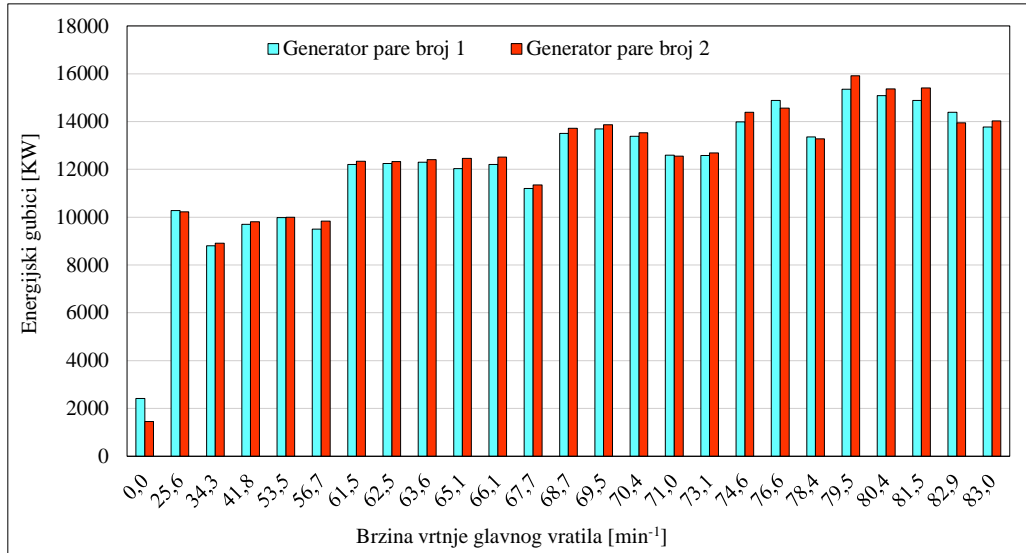
$$\dot{E}xd = ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_2 \cdot \dot{m}_2 + ex_3 \cdot \dot{m}_3 + ex_4 \cdot \dot{m}_4 - ex_5 \cdot \dot{m}_5 - ex_6 \cdot \dot{m}_6 - ex_7 \cdot \dot{m}_7 \quad (4.24)$$

Eksnergijska učinkovitost generatora pare je odnos izlazne eksnergije i uložene eksnergije:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{(ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_{HFO} \cdot \dot{m}_2 + ex_{LNG} \cdot \dot{m}_3 - ex_7 \cdot \dot{m}_7)} \quad (4.25)$$

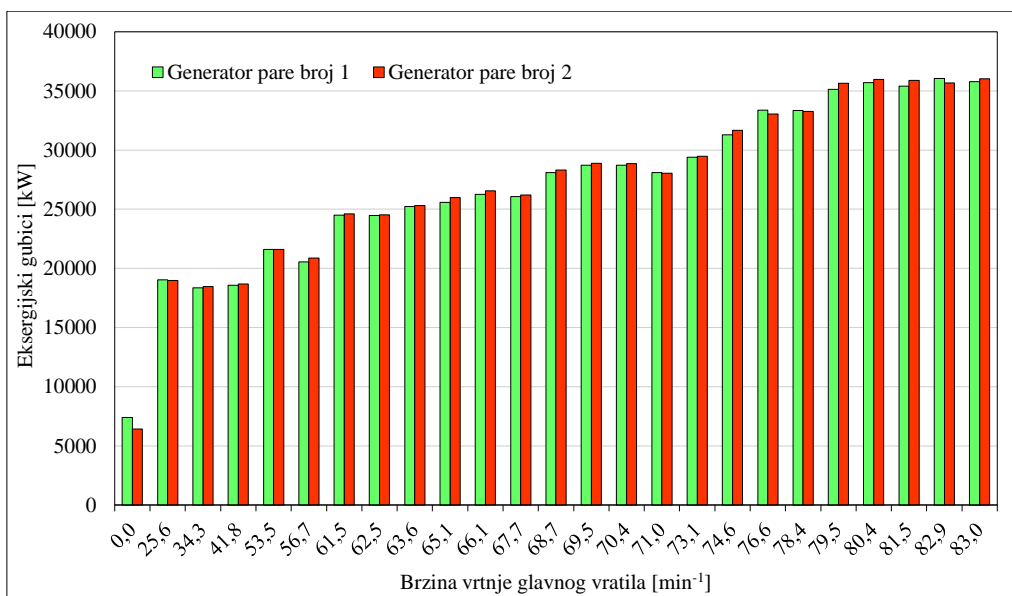
$$\eta_{II} = \frac{(ex_5 \cdot \dot{m}_5 + ex_6 \cdot \dot{m}_6 - ex_4 \cdot \dot{m}_4)}{(ex_1 \cdot \dot{m}_1 + ex_{HFO} \cdot \dot{m}_2 + ex_{LNG} \cdot \dot{m}_3 - ex_7 \cdot \dot{m}_7)}$$

Iz dijagrama na Slici 19. vidljivi su energijski gubitci jednog (glavnog) generatora koji je osjetljiviji na promjene opterećenja i drugog, koji rade u paralelnom radu. Gubitci su veći pri nižim brzinama vrtnje glavnog vratila ( $79,5 \text{ min}^{-1}$ ) te iznose oko 16 000 kW, dok se povećanjem brzine vrtnje gubitci smanjuju jer se otvara oduzimanje pare s visokotlačne turbine.



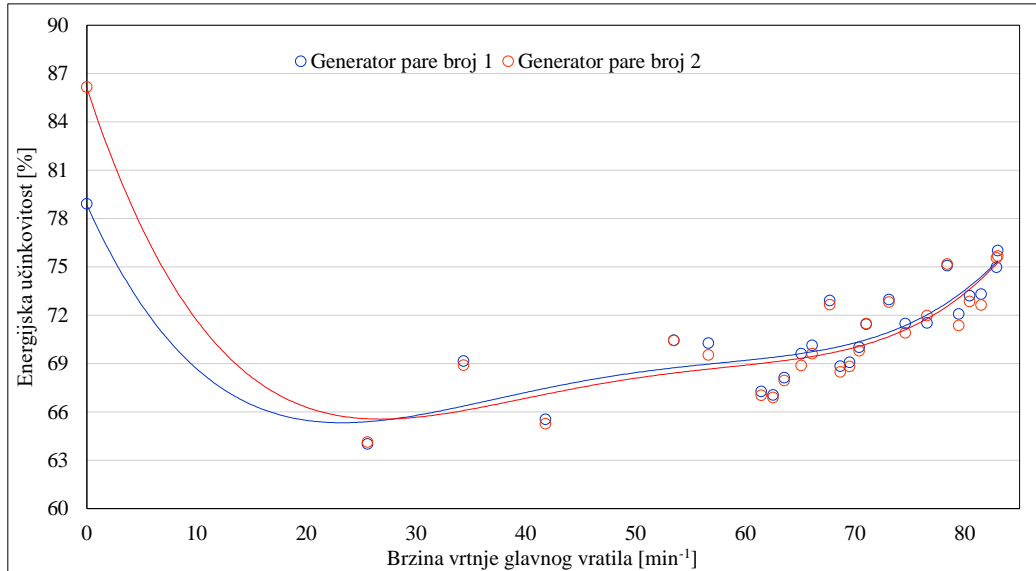
**Slika 19. Energijski gubitci na generatorima pare pri promjeni opterećenja [37]**

Za razliku od energijskih gubitaka, eksergijski gubitci su povećani, ponajviše za vrijeme stajanja broda u luci ( $2 \times 35\,000 \text{ kW}$ ) jer se povećava pretičak zraka na generatoru pare kako bi se održala temperatura pregrijane pare (da ne padne na temperaturu zasićenja pregrijane pare i uzrokuje hidraulični udar). To uzrokuje hlađenje generatora pare što za posljedicu ima povećanu potrošnju goriva, Slika 20.



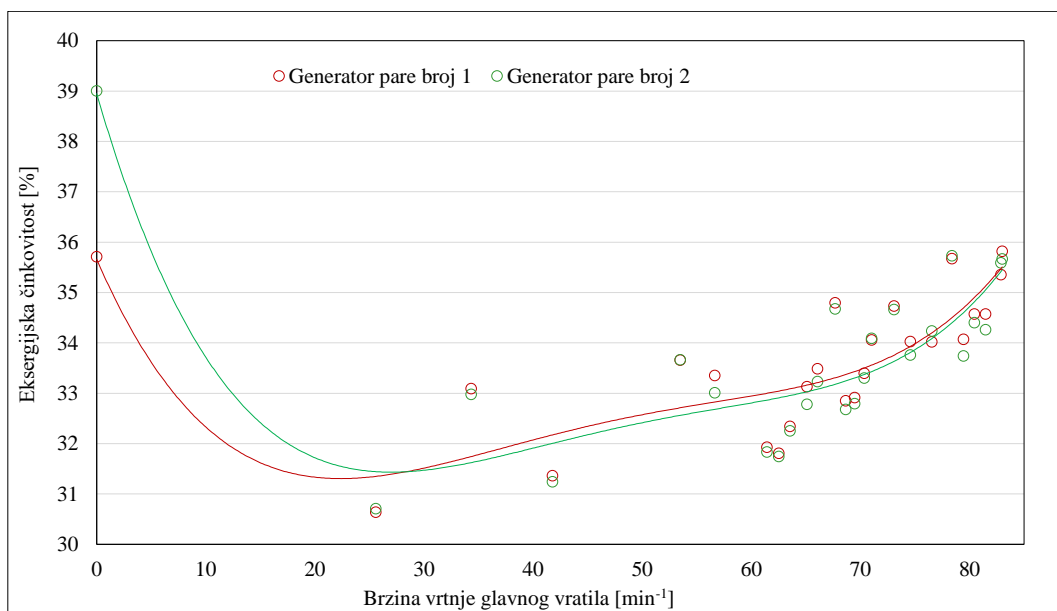
**Slika 20. Eksergijski gubitci na generatorima pare pri promjeni opterećenja [37]**

Energijska učinkovitost generatora pare prikazana je na Slici 21. Generator pare broj jedan u usporedbi s drugim generatorom ima veću učinkovitost jer je osjetljiviji na promjene opterećenja, i to za vrijeme stajanja broda u luci. Porastom opterećenja, obama generatorima se izjednačava energijska učinkovitost i to na vrijednost ispod 80%.



**Slika 21. Energijska učinkovitost na generatorima pare pri promjeni opterećenja [37]**

Eksergijski, generator pare nije učinkovit uređaj (učinkovitost se kreće ispod 40%), Slika 22.



**Slika 22. Eksergijska učinkovitost na generatorima pare pri promjeni opterećenja [37]**

Razlog pada učinkovitosti obaju generatora od lučkog pogona do opterećenja na glavnoj turbini je zbog toga što dolazi do odbacivanja energije (iz tankova isparava para koju glavna pogonska turbina ne može iskoristiti) za vrijeme manovre. U tim režimima odbacivanje



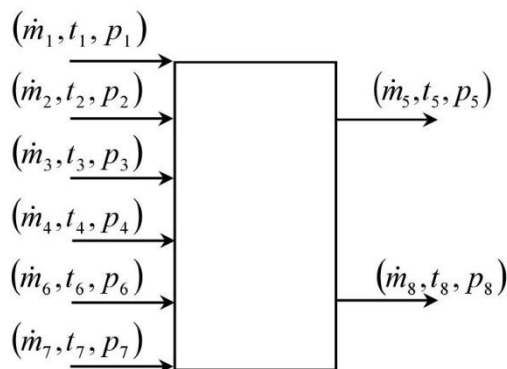
pare ide iz linije oborene pare, što nepovoljno utječe na učinkovitost generatora pare jer je u cilju imati veću učinkovitost generatora pare s obzirom da njegova učinkovitost direktno utječe na ukupnu učinkovitost parnoturbinskog postrojenja.

#### 4.5 GLAVNI KONDENZATOR

Na brodu se nalaze dva kondenzatora, jedan atmosferski, drugi vakuumski (uvijek u uporabi) kondenzator jer se njime smanjuje specifična potrošnja pare na turbinama. Glavni kondenzator ima dvostruku funkciju, a to je kondenzacija i deaeracija para iz glavne turbine, turbogeneratora te višak pare koji nastaje isparavanjem plina u tankovima.

Glavni kondenzator hladi se prisilnom cirkulacijom s pumpom mora do brzine vrtnje glavnog vratila od oko  $58 \text{ min}^{-1}$ , što bi odgovaralo brzini broda oko 13 NM, nakon čega se kondenzator hladi zgrtanjem mora koje prolazi kroz glavni kondenzator bez upotrebe cirkulacijskih pumpi mora.

Protok mase i energije glavnog kondenzatora prikazan je na Slici 23.



**Slika 23. Protok mase i energije glavnog kondenzatora [37]**

gdje su:

- 1- ulaz pare iz glavne turbine u glavni kondenzator
- 2- ulaz pare iz turbogeneratora broj 1 u glavni kondenzator
- 3- ulaz pare iz turbogeneratora broj 2 u glavni kondenzator
- 4- ulaz odbačene pare u glavni kondenzator
- 5- izlaz kondenzata iz glavnog kondenzatora
- 6- ulaz mora cirkulaciona pumpa u glavni kondenzator
- 7- ulaz mora zgrtanjem u glavni kondenzator
- 8- izlaz mora iz glavnog kondenzatora

Bilanca masenih protoka glavnog kondenzatora [37]:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 = \dot{m}_5 + \dot{m}_8 \quad (4.27)$$

Bilanca energijskih tokova glavnog kondenzatora:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{E}l \quad (4.28)$$

Energijski gubitci glavnog kondenzatora:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (4.29)$$

Energijska učinkovitost glavnog kondenzatora:

$$\begin{aligned} \eta_I &= 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = \\ &= 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_8 \cdot h_8}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5} \\ &= \frac{\dot{m}_8 \cdot h_8 - (\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7)}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5} \end{aligned} \quad (4.30)$$

Bilanca eksergijskih tokova glavnog kondenzatora:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 + \dot{m}_7 \cdot ex_7 = \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_8 \cdot ex_8 + \dot{E}xd \quad (4.31)$$

Eksergijski gubitci glavnog kondenzatora:

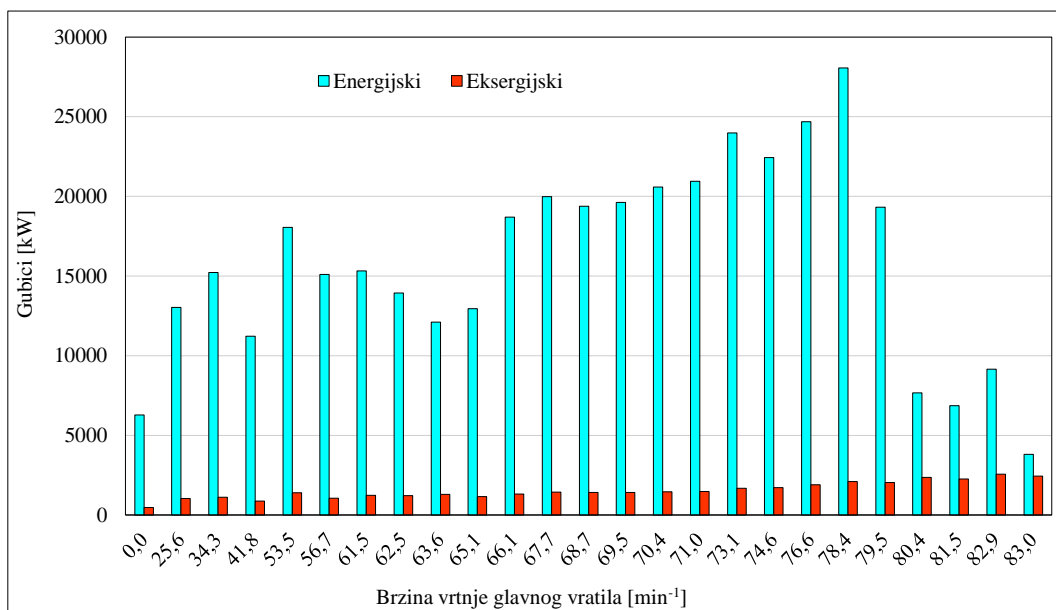
$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 + \dot{m}_7 \cdot ex_7 - \dot{m}_8 \cdot ex_8 \quad (4.32)$$

Eksergijska učinkovitost glavnog kondenzatora:

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \\ &= 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 + \dot{m}_7 \cdot ex_7 - \dot{m}_8 \cdot ex_8}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5} \\ &= \frac{\dot{m}_8 \cdot ex_8 - (\dot{m}_6 \cdot ex_6 + \dot{m}_7 \cdot ex_7)}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5} \end{aligned} \quad (4.33)$$

Najmanji energijski gubitci nastaju prilikom stajanja broda u luci jer glavna turbina ne radi i ne odbacuje se višak pare, dok već ispušna para dolazi samo iz dva turbogeneratorske te za vrijeme plovidbe pri najvećim brzinama broda jer temperatura mora pada, što pozitivno utječe na smanjenje gubitka. Porastom opterećenja na glavnoj pogonskoj turbini energijski gubici ponovno rastu. Nakon  $78,4 \text{ min}^{-1}$  dolazi do opadanja energijskih gubitaka jer temperatura mora i dalje opada te se kondenzira velika količina pare u glavnom kondenzatoru. Međutim, povećava se i cirkulacijski broj mora u odnosu na kondenziranu paru što rezultira smanjenjem energijskih gubitaka u glavnom kondenzatoru pri krajnjim režimima rada postrojenja, Slika 24.

Nadalje, eksergijski gubitci u glavnom kondenzatoru postepeno rastu za vrijeme eksploatacije te su višestruko manji u odnosu na energijske gubitke. Međutim, porastom brzine broda eksergijski gubitci i dalje jednoliko rastu, što je pokazatelj zaprljanosti glavnog kondenzatora te je potrebno očistiti ga kako bi bio učinkovitiji, Slika 24.

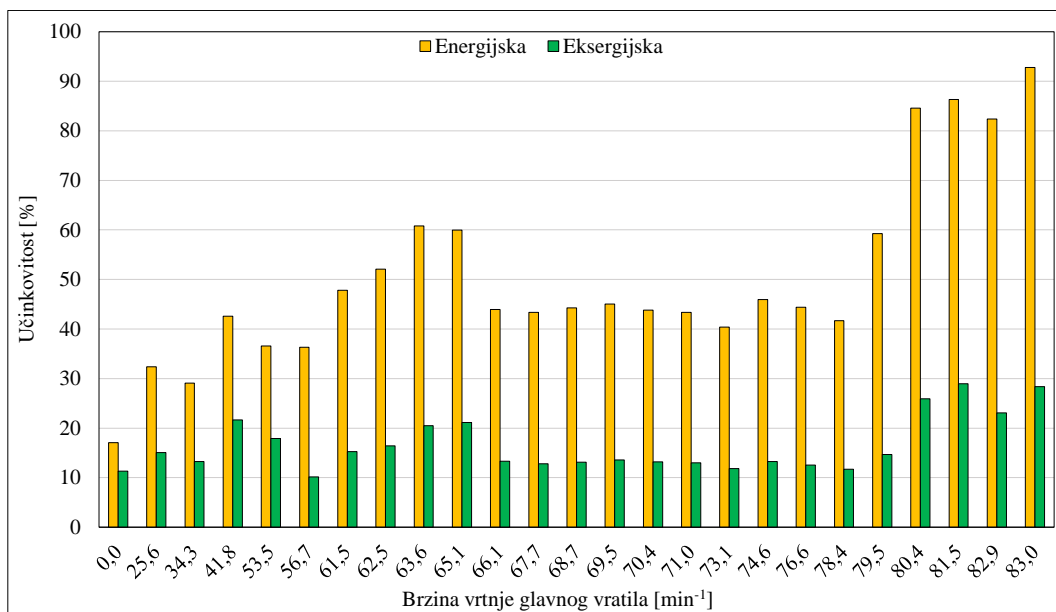


**Slika 24. Energijski i eksergijski gubitci glavnog kondenzatora pri promjeni opterećenja [37]**

S obzirom na kvalitetu pare na ulazu u glavni kondenzator, eksergijski gubitci su manji od energijskih, ali se odražavaju na njegovu učinkovitost što se vidi na Slici 25. Energijski je kondenzator vrlo učinkovit, ali eksergija pobija tu činjenicu. Energijska analiza ne može ocijeniti stanje unutar glavnog kondenzatora, te je energijski, glavni kondenzator pri gornjim režimima rada postrojenja vrlo učinkovit uređaj. Osciliranje energijske i eksergijske učinkovitosti nakon prebacivanja sustava na hlađenje zgrtanjem mora nakon  $61,5 \text{ min}^{-1}$ , ovisi uglavnom o promjeni smjera morskih struja o kojima ovisi količina ulaza rashladne vode u

glavni kondenzator. Ako smjer struje mora ide u smjeru broda onda će količina mora koje se zgrće biti manja i obratno.

Eksergijska učinkovitost glavnog kondenzatora u području rada cirkulacionih pumpi najslabije rezultate daje pri stajanju broda u luci, kada u glavni kondenzator dolazi ispušna para iz dva turbogeneratorsa. U tom režimu rada, glavni kondenzator ima nižu učinkovitost zbog relativno male količine kondenzacije ispušne pare sa turbina u odnosu na veliki maseni protok mora koje dolazi preko cirkulacione pumpe gdje dolazi do pothlađivanja kondenzata. Pokretanjem broda, eksergijska učinkovitost raste do brzine vrtnje vratila od  $41,8 \text{ min}^{-1}$ , zatim počinje opadati jer cirkulaciona pumpa mora nema dovoljan kapacitet koji je potreban za učinkovito hlađenje povećanjem protoka na glavnoj turbini. Prebacivanjem sustava na režim rada zgrtanja morem pri  $61,5 \text{ min}^{-1}$  i povećanjem brzine broda učinkovitost počinje rasti. Najbolja eksergijska učinkovitost glavnog kondenzatora nalazi se u području najvećih opterećenja postrojenja gdje iznosi ispod 30%, Slika 25.

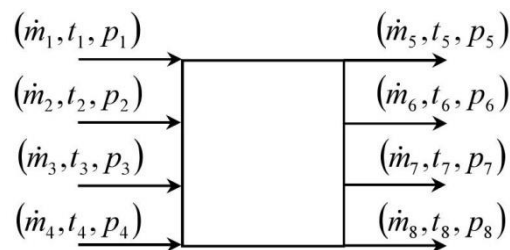


**Slika 25. Energijska i eksergijska učinkovitost glavnog kondenzatora pri promjeni opterećenja [37]**

#### 4.6 EVAPORATOR

Na brodu su ugrađene dvije jedinice koje proizvode destilat iz morske vode. Jedna jedinica ima kapacitet 60 t/d te upotpunjava potrošnju destilata u normalnim uvjetima pogona, dok je potrošnja na dnevnoj bazi do 5 t/d za posadu od 30 ljudi. Tehnologija proizvodnje destilata na brodu je termička obrada [24], [10], [31], [14], što znači da se tlak unutar

evaporatora smanjuje ejektorom koji je pogonjen mlazom morske vode čime se smanjuje potrošnja pare za isparavanje destilata. Ispareni destilat, prolazi fini filter i kondenzira se na rashladnim pločama kroz koji prolazi napojna vode iz glavnog kondenzatora pri čemu se ona grije. Preostali dio morske vode sa pumpe mora pogoni ejektor koji ima dvostruku funkciju, a to je da stvara podtlak u evaporatoru te da usisava ostatak mora koji nije ispario u evaporatoru. Destilirana voda nije poželjna za piće pa se iz tog razloga dodatno bakteriološki i mineralno obrađuje. Sekcija za obradu destilata u vodi za piće nalazi se u sklopu postrojenja. Protok mase i energije evaporatora prikazan je na Slici 26.



**Slika 26. Protok mase i energije evaporatora [37]**

gdje su:

- 1- ulaz napojne vode iz glavnog kondenzatora u evaporator
- 2- ulaz pare za isparavanje mora u evaporator
- 3- ulaz kondenzata za pothlađivanje pare za isparavanje mora u evaporator
- 4- ulaz mora u evaporator
- 5- izlaz napojne vode iz evaporatora
- 6- izlaz destilata iz evaporatora
- 7- izlaz kondenzirane pare za isparavanje mora iz evaporatora
- 8- izlaz rasoline iz evaporatora

Bilanca masenih protoka evaporatora [37]:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 + \dot{m}_8 \quad (4.34)$$

Bilanca energijskih tokova evaporatora:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{E}l \quad (4.35)$$

Energijski gubitci evaporatora:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (4.36)$$

Kako je  $\dot{Q}_C$  transfer topline na evaporatoru onda je:

$$(\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_7 \cdot h_7) = \dot{Q}_C \quad (4.37)$$

Odnosno, energijska učinkovitost evaporatora, prema načelu učinkovitosti (3.5) je:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{Q}_C} = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = \frac{h_5 \cdot \dot{m}_5 + h_6 \cdot \dot{m}_6 + h_8 \cdot \dot{m}_8 - (h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_4 \cdot \dot{m}_4)}{\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_7 \cdot h_7} \quad (4.38)$$

Bilanca eksergijskih tokova evaporatora:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 = \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 + \dot{m}_7 \cdot ex_7 + \dot{m}_8 \cdot ex_8 + \dot{E}xd \quad (4.39)$$

Eksergijski gubitci evaporatora:

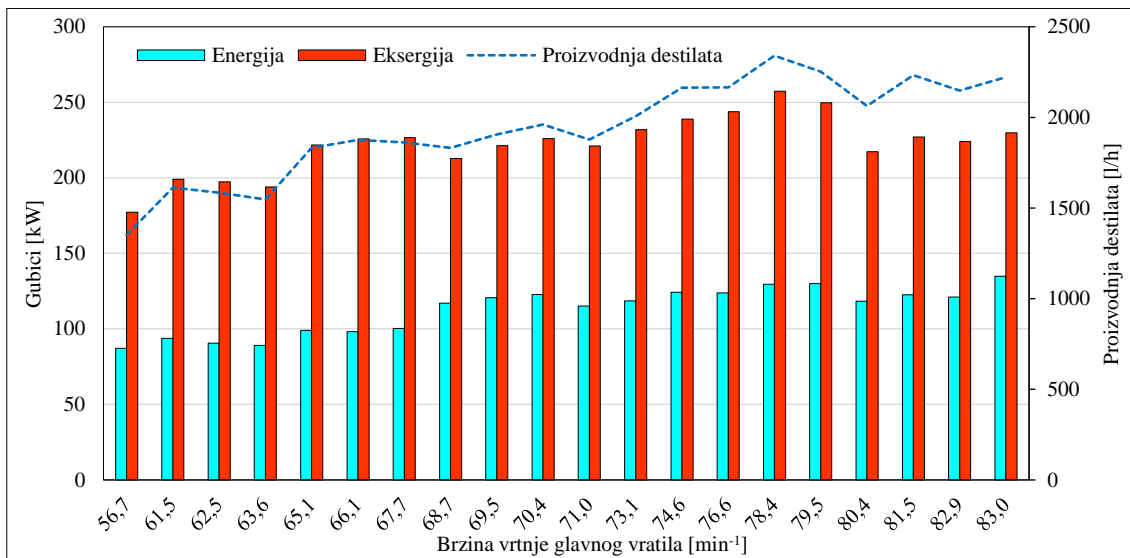
$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5 - \dot{m}_6 \cdot ex_6 - \dot{m}_7 \cdot ex_7 - \dot{m}_8 \cdot ex_8 \quad (4.40)$$

Eksergijska učinkovitost evaporatora:

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \\ &= 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5 - \dot{m}_6 \cdot ex_6 - \dot{m}_7 \cdot ex_7 - \dot{m}_8 \cdot ex_8}{\dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_7 \cdot ex_7} = \\ &\quad \frac{\dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 + \dot{m}_8 \cdot ex_8 - (\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_4 \cdot ex_4)}{\dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_7 \cdot ex_7} \end{aligned} \quad (4.41)$$

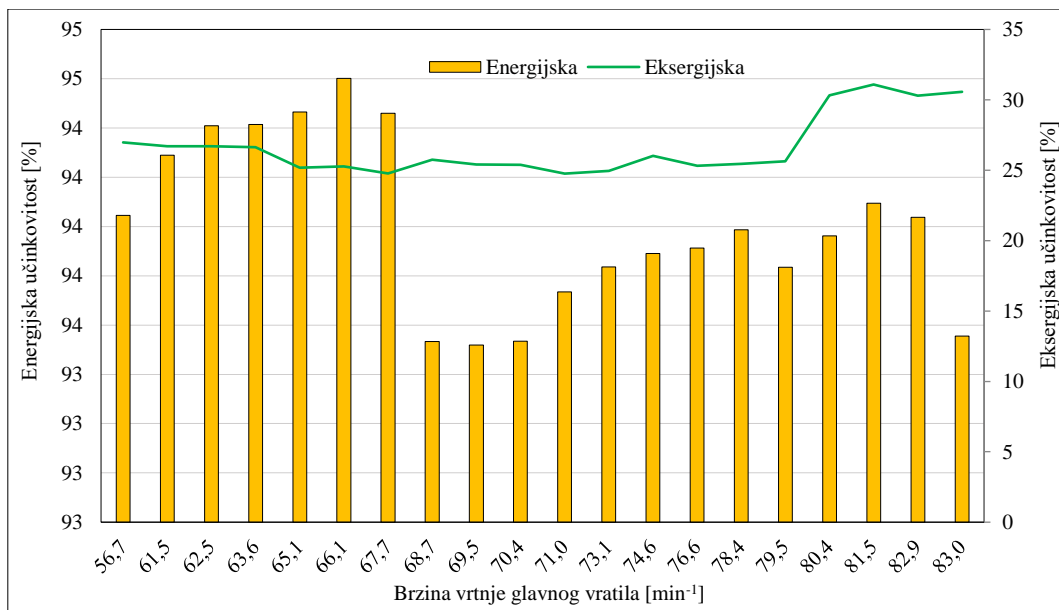
Energijski i eksergijski gubitci evaporatora prate količinu proizvedenog destilata prema Slici 27. Eksergijski gubitci evaporatora veći su od energijskih gubitaka u svim režimima rada. Kolika će se količina destilata proizvesti ovisi o promjeni tlaka pare na ulazu u evaporator, o količini kondenzata koji prolazi kroz evaporator i ujedno djeluje kao rashladno sredstvo za kondenzaciju destilata. Kako raste opterećenje tako se i povećava količina protjecanja koji

pozitivno djeluje na smanjenje gubitaka u evaporatoru jer se pojačava hlađenje na kondenzatoru evaporatora.



Slika 27. Energijski i eksergijski gubici evaporatora pri promjeni opterećenja [37]

Energijski je evaporator učinkovit (iznad 90%), dok eksergijski evaporator nije učinkovit uređaj, s najboljom učinkovitošću od oko 30% u gornjim režimima rada, što je vidljivo iz Slike 28.



Slika 28. Energijska i eksergijska učinkovitost evaporatora pri promjeni opterećenja [37]

Eksergijska učinkovitost evaporatora nije dobra koliko i energijska jer se dio ne isparenog mora odvodi van broda, a time se i dio toplinske energije ne iskorištava, odbacuje se. Jedan od načina povećanja eksergijske učinkovitosti je da se smanji količina mora na ulazu u

evaporator jer će se time smanjiti količina otpadne topline, ali s druge strane, povećat će se koncentracija klorida u destilatu koja opet ima negativan utjecaj za generator pare i sami evaporator zbog taloženja kamenca na cijevima.

#### 4.7 KONDENZATOR BRTVENE PARE

Uloga kondenzatora je dogrijavanje kondenzata i kondenzacija (ponajprije zaštita okoline od opasnosti udisanja para ispunjenih aditivima te zaštita samog uređaja od nepotrebne kondenzacije para koje mogu štetno utjecati na električne instalacije) brtvene pare koja izlazi iz brtvenica glavne turbine, turbogeneratora, turbonapojnih pumpi te aeraciju i kondenzaciju plinova izvučenih iz otplinjača. [27].

Da bi brtvena para što uspješnije ušla u kondenzator iz brtvenica turbinske grupe, u kondenzatoru je tlak pod malim vakuumom koji se održava centrifugalnim ventilatorom. Na cijevima kondenzatora brtvene pare pojavljuje se para zbog kondenzacije koju je potrebno izbaciti van pomoću centrifugalnog ventilatora preko odvajača kapljica u atmosferu. Proizvođači pojedinih uređaja, daju slijedeće procjene količine brtvene pare po turbinama u postrojenju i otplinjaču [19], [8]:

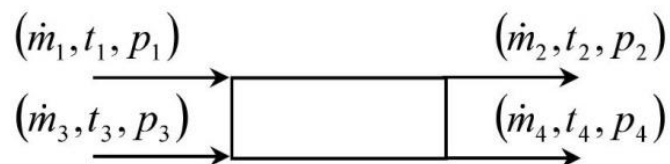
Propuštanje brtvene pare sa glavne turbine: 130 kg/h

Propuštanje brtvene pare sa turbogeneratora: 90 kg/h

Propuštanje brtvene pare sa napojnih pumpi: 50 kg/h

Propuštanje brtvene pare sa otplinjača: 50 kg/h

Protok mase i energije kondenzatora brtvene pare prikazan je na Slici 29.



**Slika 29. Protok mase i energije kondenzatora brtvene pare [37]**

gdje su:

- 1- ulaz brtvene pare u kondenzator brtvene pare
- 2- izlaz kondenzata iz kondenzatora brtvene pare
- 3- ulaz napojne vode u kondenzator brtvene pare
- 4- izlaz napojne vode iz kondenzatora brtvene pare



Bilanca masenih protoka kondenzatora brtvene pare [37]:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \quad (4.42)$$

Bilanca energijskih tokova kondenzatora brtvene pare:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{E}l \quad (4.42)$$

Energijski gubitci kondenzatora brtvene pare:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (4.43)$$

Energijska učinkovitost kondenzatora brtvene pare:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_4 \cdot h_4}{\dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4} = \frac{\dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1}{\dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4} \quad (4.44)$$

Bilanca ekssergijskih tokova kondenzatora brtvene pare:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 = \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{E}xd \quad (4.45)$$

Ekssergijski gubitci kondenzatora brtvene pare:

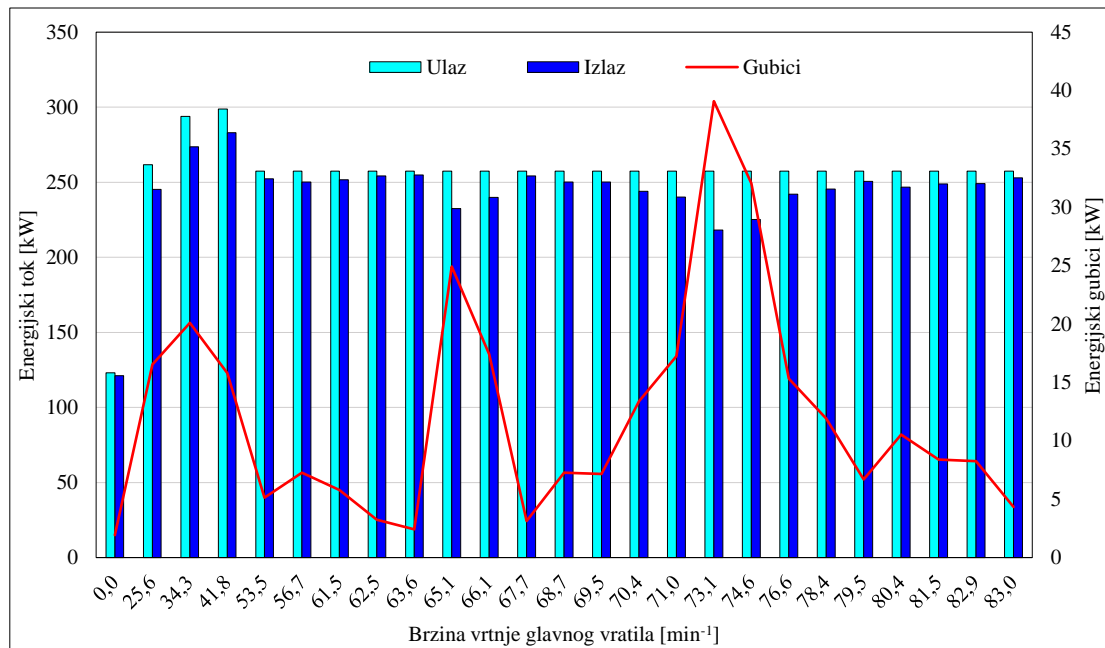
$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_4 \cdot ex_4 \quad (4.46)$$

Ekssergijska učinkovitost kondenzatora brtvene pare:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_4 \cdot ex_4}{\dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_4 \cdot ex_4} = \quad (4.47)$$

$$= \frac{\dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_1 \cdot ex_1}{\dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_4 \cdot ex_4}$$

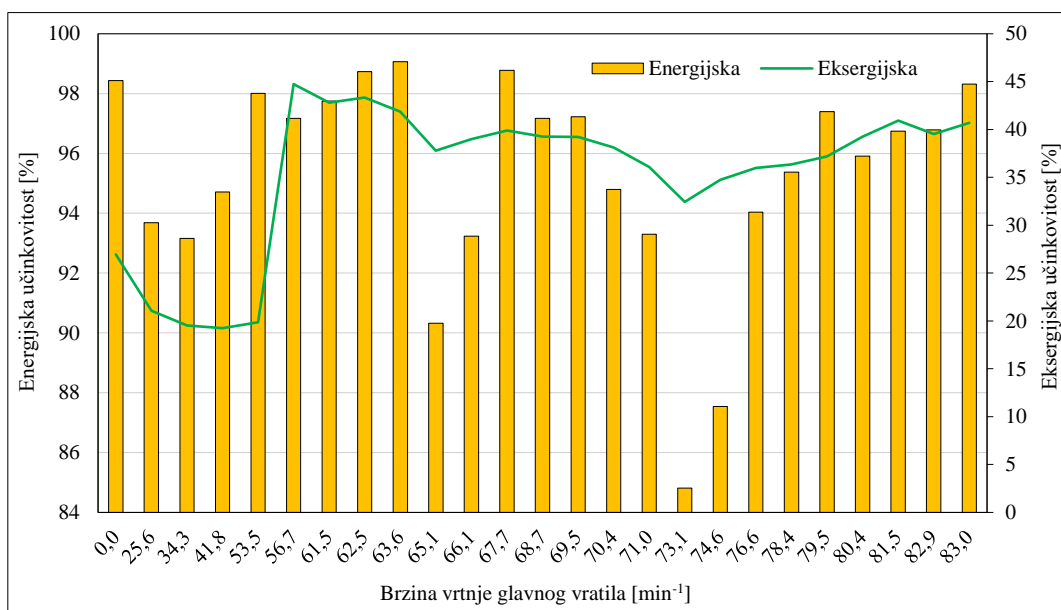
Iz dijagrama sa Slike 30. vidljivo je kretanje energijskih gubitaka do 20 kW, osim kod dvije vrijednosti opterećenja (65,1 i 73,1 min<sup>-1</sup>) gdje se gubitci javljaju skokovito jer je kondenzator osjetljiv na promjene opterećenja, a ta osjetljivost se tiče same veličine kondenzatora brtvene pare jer on nema akumulatorsku sposobnost i nije u mogućnosti kondenzirati veće količine pare.



**Slika 30. Kretanje energijskih tokova kondenzatora brtvene pare pri promjeni opterećenja [37]**

Stoga se, iz navedenog da zaključiti kako je energijska učinkovitost kondenzatora brtvene pare visoka i kreće se u granicama od iznad 85%, Slika 31.

S druge strane, eksergijska učinkovitost kondenzatora brtvene pare je potpuno suprotna i kreće se u granicama od ispod 45%, Slika 31., ali postoji mogućnost poboljšanja učinkovitosti i to na način da se povećava temperatura napojne vode koja za posljedicu ima smanjenu potrošnju goriva u generatoru pare.



**Slika 31. Učinkovitost kondenzatora brtvene pare pri promjeni opterećenja [37]**

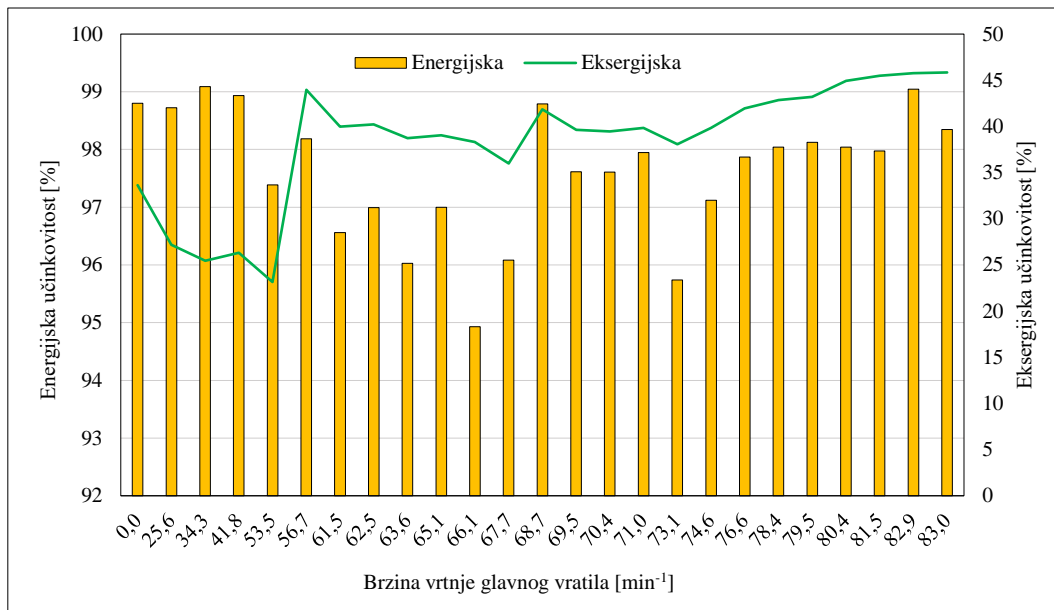
## 4.8 NISKOTLAČNI I VISOKOTLAČNI ZAGRIJAČ NAPOJNE VODE

### 4.8.1 Niskotlačni zagrijač napojne vode

Niskotlačni zagrijač napojne vode uvodi se u parni krug kako bi se oduzimanjem pare sa niskotlačne turbine povećao stupanj učinkovitosti parnog postrojenja regenerativnim zagrijavanje napojne vode. Na niskotlačni zagrijač dolazi i kondenzat s izlaza iz zagrijača zraka generatora pare, koji dogrijavaju vodu na nižim brzinama vrtnje glavnog vratila, prije oduzimanja iz niskotlačne turbine. Niskotlačni zagrijač na strani pare ulaza u zagrijač, odnosno izlaza kondenzata iz niskotlačnog zagrijača opremljen je s kontrolom razine kondenzata. Kontrola razine kondenzata iz regenerativnog zagrijača ima ulogu zaštite cijevi unutar niskotlačnog zagrijača u radu od velikih brzina strujanja pare na ulazu u niskotlačni zagrijač. Iako kontrolna uloga razine kondenzata osigurava duži rad niskotlačnog zagrijača, razina kondenzata unutar zagrijača ne smije biti previsoka, jer se smanjuje kondenzacijska sposobnost na parnoj strani zagrijača zbog površine cijevi koje su ispod kontrolirane razine kondenzata [35]. Niskotlačni zagrijač je cijevno spojen s glavnim kondenzatorom što mu osigurava rad pod stanovitim podtlakom, čime se pospješuje izvlačenje pare iz niskotlačne turbine. Karakteristike niskotlačnog zagrijača napojne vode date su u [32].

Energijska učinkovitost niskotlačnog zagrijača je vrlo visoka i kreće se u svim režimima rada glavnog pogonskog vratila u vrijednostima od iznad 90%, Slika 32. Najbolje vrijednosti energijske učinkovitosti niskotlačnog zagrijača nalaze se u manovarskoj zoni, u početku oduzimanja pare iz niskotlačne turbine, te nakon početka oduzimanja s visokotlačne turbine, što je u skladu s veličinama energijskih gubitaka na niskotlačnom zagrijaču.

Eksergijska učinkovitost je znatno niža i iznosi ispod 45%, gotovo u cijelom području rada niskotlačnog zagrijača napojne vode. Loša eksergijska učinkovitost niskotlačnog zagrijača posljedica je, kako je već spomenuto, slabijeg zagrijavanja napojne vode pri većim brzinama vrtnje glavnog vratila, ali ne samo pri većim brzinama vrtnje nego i u manovarskom području rada, gdje bi se mogli postići bolji rezultati optimiziranjem oduzimanja pare s glavne turbine na niskotlačnom zagrijaču napojne vode. Općenito, slabije zagrijavanje vode u području oduzimanja pare s niskotlačne turbine uzrokovano je tehničkim poteškoćama na nepovratnom ventilu koji je ostao u nepotpuno otvorenom položaju što je uzrokovalo lošiju učinkovitost zagrijača, koja se vidi prilikom analize žarišta eksergijskih gubitaka.



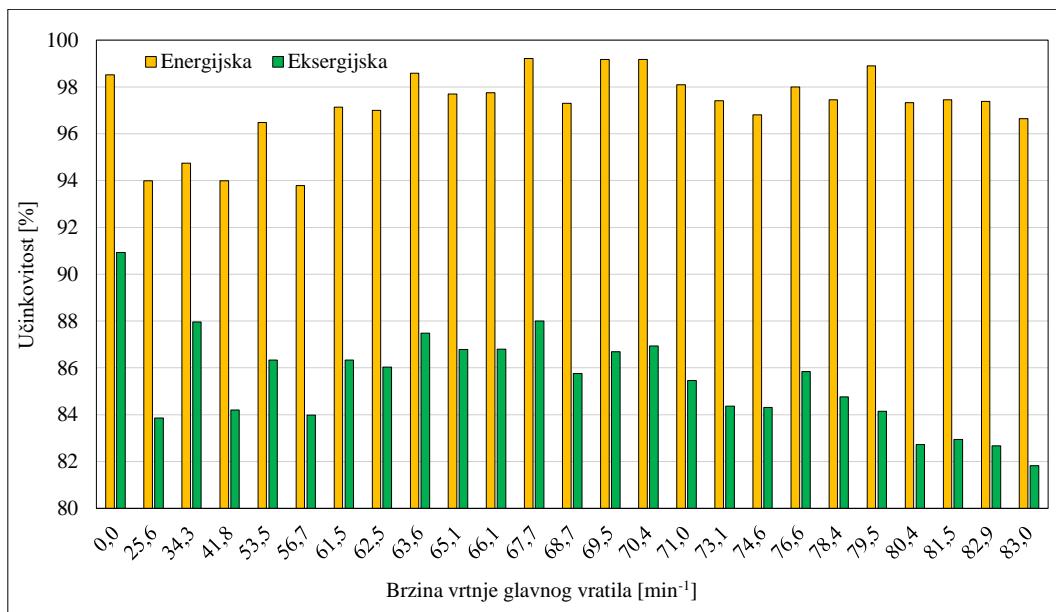
**Slika 32. Učinkovitost niskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja [37]**

#### 4.8.2 Visokotlačni zagrijač napojne vode

Viskotlačni zagrijač napojne vode uvodi se u parni krug kako bi se oduzimanjem pare sa izlaza iz visokotlačne turbine povećao stupanj učinkovitosti parnog postrojenja regenerativnim zagrijavanjem napojne vode. Kada visokotlačni zagrijač napojne vode ne radi u režimu rada oduzimanja pare sa izlaza iz visokotlačne turbine, onda para za predzagrijavanje napojne vode dolazi sa linije oborene pare iz generatora pare. Oborena para sa generatora pare se reducira s radnog tlaka generatora pare koji iznosi 6 MPa na smanjeni tlak od 0,55 MPa. U trenutku kada tlak pare na izlazu iz visokotlačne turbine prijeđe zadanu vrijednost redukcijske stanice od 0,55 MPa, onda se redukcijska stanica zatvori te počinje regenerativno zagrijavanje oduzetom parom iza visokotlačne turbine. Razina kondenzata na izlazu iz visokotlačnog zagrijača napojne vode održava se kontrolorom razine kondenzata slično kao i kod niskotlačnog zagrijača napojne vode. Karakteristike viskotlačnog zagrijača napojne vode date su u [33].

Energjska i eksergijska učinkovitost viskotlačnog zagrijača prikazana je na Slici 33. Energjska učinkovitost je vrlo visoka u svim radnim područjima i kreće se u vrijednostima od iznad 94%. Međutim, eksergijski gledano, visokotlačni zagrijač je poddimenzioniran što se vidi opadanjem učinkovitosti povećanjem opterećenja na glavnoj turbini, gdje učinkovitost pada do nekih 81% u zadnjoj mjerenoj točki. Dobro dimenzioniran visokotlačni zagrijač, trebao bi održavati učinkovitost porastom opterećenja što ovdje nije slučaj, čak niti nakon uvođenja

oduzete pare s izlaza iza visokotlačne turbine. Eksergijska učinkovitost visokotlačnog zagrijača porasla bi uvođenjem dodatne jedinice koja bi koristila oduzetu paru sa visokotlačne turbine. Učinkovitost na visokotlačnom zagrijaču mogla bi porasti i uvođenjem dijela pare sa oduzimanja iz visokotlačne turbine na postojeći zagrijač što bi moglo povećati specifičnu entalpiju pare na ulazu u zagrijač i time smanjiti ukupnu potrošnju pare za grijanje napojne vode na visokotlačnom zagrijaču.



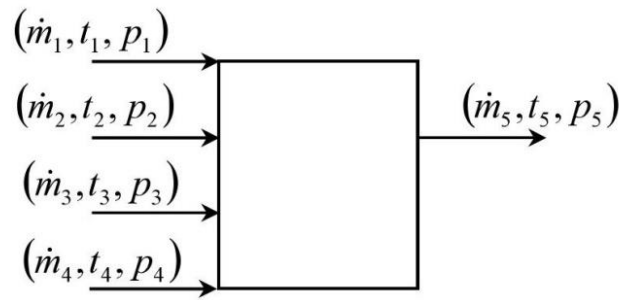
**Slika 33. Učinkovitost visokotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja [37]**

#### 4.9 OTPLINJAČ

Funkcija otplinjača u parnom krugu je dvostruka, a to je direktno zagrijavanje napojne vode te raspršivanje napojne vode u sitne kapljice da se lakše oslobode plinovi  $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$  (štetno korozivno djelovanje) i  $\text{H}_2\text{S}$  iz napojne vode. U otplinjaču se napojna voda direktno zagrijava s parom do temperature zasićenja napojne vode. Radni tlak na otplinjaču je 0,28 MPa i postavljen je od strane proizvođača.

Napojna voda u otplinjaču se zagrijava na dva načina, a to je oduzimanjem pare sa izlaza iz visokotlačne turbine i dovođenjem oborene pare iz generatora pare (glavna turbina zatvorena) te pomoću redukcijskih stanica tlaka tako što se dovodi para sa ispuha iz turbine napojne pumpe i sa sustava oborene pare iz generatora pare.

Protok mase i energije otplinjača prikazan je na Slici 34.



**Slika 34. Protok mase i energije otplinjača [37]**

gdje su:

- 1- ulaz pare za zagrijavanje napojne vode u otplinjač
- 2- ulaz napojne vode u otplinjač
- 3- ulaz kondenzata iz visokotlačnog zagrijača u otplinjač
- 4- recirkulacija napojne vode otplinjača
- 5- izlaz napojne vode iz otplinjača iz otplinjača

Bilanca masenih protoka otplinjača [37]:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4.48)$$

Bilanca energijskih tokova otplinjača:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{E}l \quad (4.49)$$

Energijski gubitci otplinjača:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (4.50)$$

Energijska učinkovitost otplinjača:

$$\begin{aligned} \eta_I &= 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = \frac{\dot{E}_{\text{IZLAZ}}}{\dot{E}_{\text{ULAZ}}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_5 \cdot h_5}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4} \\ &= \frac{\dot{m}_5 \cdot h_5}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4} \end{aligned} \quad (4.51)$$

Bilanca eksergijskih tokova otplinjača:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 = \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{E}xd \quad (4.52)$$

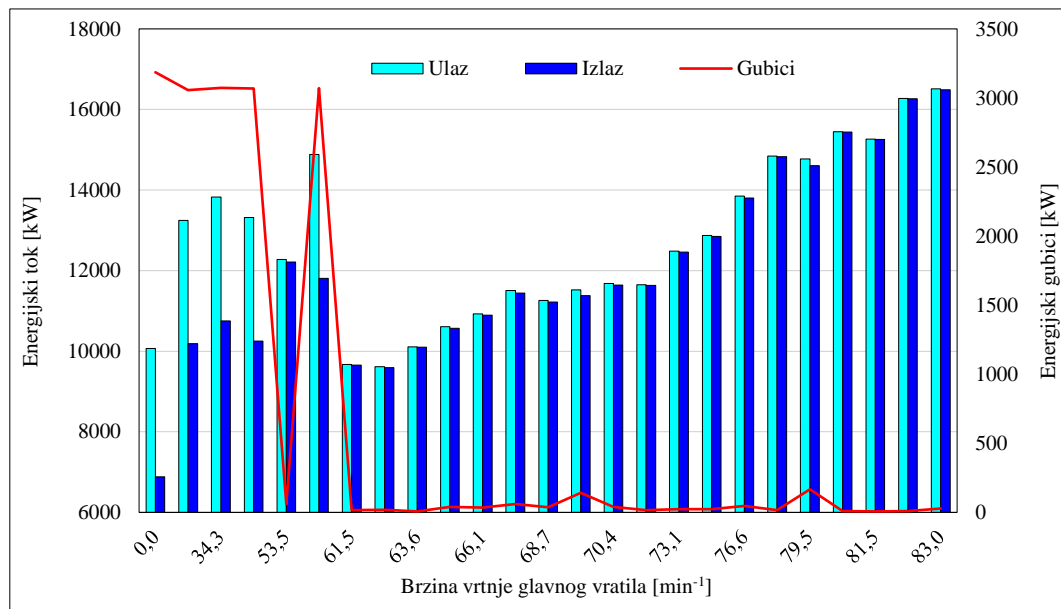
Eksergijski gubitci otplinjača:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5 \quad (4.53)$$

Eksergijska učinkovitost otplinjača:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_5 \cdot ex_5}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4} = \frac{\dot{m}_5 \cdot ex_5}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4} \quad (4.54)$$

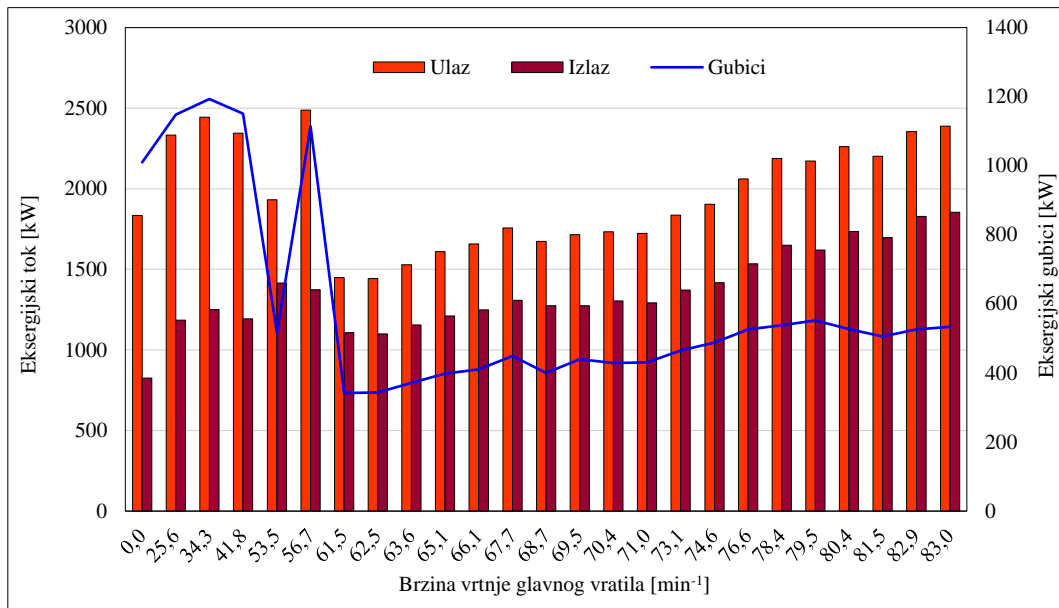
Prilikom stajanja broda u luci i u manovri javljaju se poprilično veći gubitci nego za vrijeme plovidbe, a to je zbog recirkulacijskog režima rada napojne pumpe, Slika 35. Naime, radi se o razlici gubitaka i do 3 000 kW, dok u režimu plovidbe razlike među gubicima padaju ispod 100 kW.



**Slika 35. Kretanje energijskih tokova otplinjača pri promjeni opterećenja [37]**

Na strani eksergijskih gubitaka situacija je slična. Gubitci eksergijskih tokova na otplinjaču također su veći pri stajanju u luci i pri manovri broda (i do 1200 kW). Razlog tomu je recirkulacija vode iz otplinjača u otplinjač, Slika 36. Povećani eksergijski gubitci u cijelom

radnom području ukazuju na slabosti u uređaju ili sustavu oko otplinjača koji djeluju negativno na eksergijsku učinkovitost samog otplinjača.

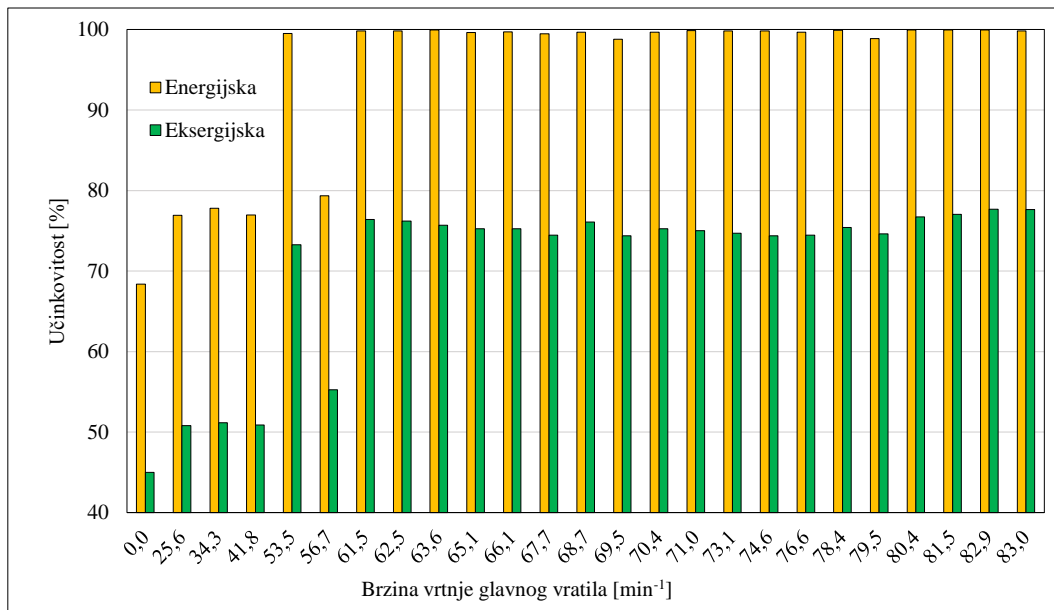


**Slika 36. Kretanje energijskih tokova otplinjača pri promjeni opterećenja [37]**

Na Slici 37. je prikazana energijska i eksergijska učinkovitost otplinjača pri promjeni opterećenja na glavnoj pogonskoj turbini. Eksergijska učinkovitost raste povećanjem opterećenja jer se time povećava i količina napojne vode, potrebna za generatore pare. Prilikom stajanja broda u luci, eksergijska učinkovitost otplinjača je oko 45%. Porastom opterećenja, raste količina napojne vode koja ide prema generatorima pare, što povoljno utječe na otplinjač te mu učinkovitost raste.

Dovedena para iz generatora pare ima veći toplinski potencijal u odnosu na oborenu paru iz generatora pare, što povoljno djeluje i na eksergijsku učinkovitost otplinjača. Iz analize se zaključuje kako otplinjač nije učinkovit uređaj prilikom stajanja broda u luci te u manovri. Kako otplinjač nije moguće zaobići u parnom krugu, povećanje njegove učinkovitosti bilo bi moguće uvođenjem pumpe lučkog pogona koja ne bi recirkulirala napojnu vodu. Povećanje učinkovitosti moglo bi se ostvariti i optimiziranjem radnog tlaka na otplinjaču pri promjeni opterećenja glavne turbine.



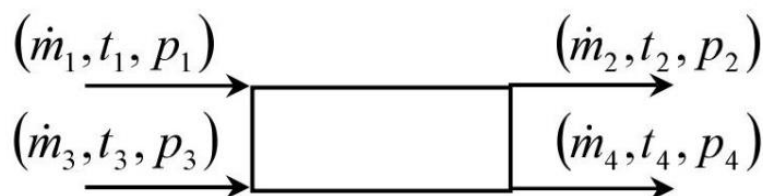


**Slika 37. Učinkovitost otplinjača pri promjeni opterećenja [37]**

#### 4.10 ZAGRIJAČ ZRAKA

Zagrijač zraka se nalazi u generatoru pare, a služi da poveća osjetnu toplinu zraka na ulazu u ložište čime se djeluje na potrošnju goriva, a time i na povećanje stupnja učinkovitosti samog generatora pare. Zagrijač zraka se grije parom iz sustava oborene pare na ulazu s tlakom od 0,55 MPa. Kada tlak s oduzimanja iz visokotlačne turbine prijeđe vrijednost od 0,55 MPa, redukcijaska stanica s linije oborene pare se zatvara te se zagrijač zraka grije parom koja se oduzima s izlaza iz visokotlačne turbine.

Protok mase i energije zagrijača zraka prikazan je na Slici 38.



**Slika 38. Protok mase i energije zagrijača zraka [37]**

gdje su:

- 1- ulaz pare u zagrijač zraka
- 2- izlaz kondenzata iz zagrijača zraka
- 3- ulaz zraka u zagrijač zraka
- 4- izlaz zraka iz zagrijača zraka

Bilanca masenih protoka zagrijača zraka [37]:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \quad (4.55)$$

Bilanca energijskih tokova zagrijača zraka:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{E}l \quad (4.56)$$

Energijski gubitci zagrijača zraka:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (4.57)$$

Energijska učinkovitost zagrijača zraka:

$$\eta_I = 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_4 \cdot h_4}{\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2} = \frac{\dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3}{\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2} \quad (4.58)$$

Bilanca eksergijskih tokova zagrijača zraka:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 = \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{E}xd \quad (4.59)$$

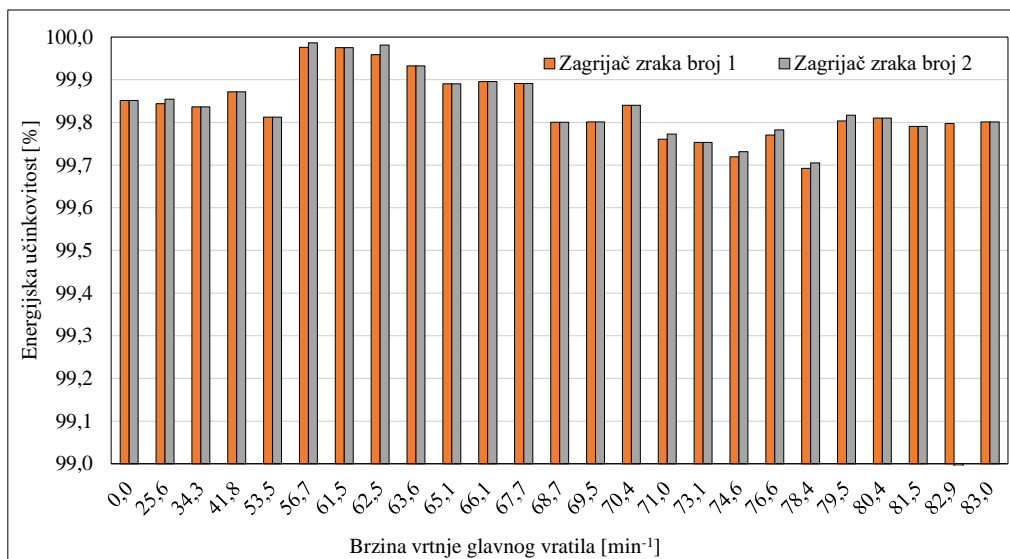
Eksergijski gubitci zagrijača zraka:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_4 \cdot ex_4 \quad (4.60)$$

Eksergijska učinkovitost zagrijača zraka:

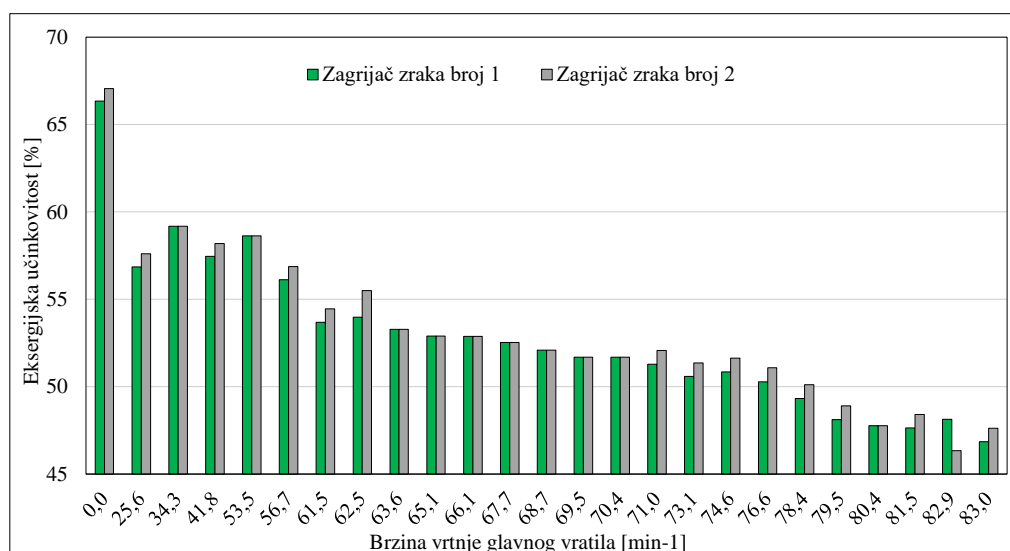
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}_{XULAZ}} = \frac{\dot{E}_{XIZLAZ}}{\dot{E}_{XULAZ}} = 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 - \dot{m}_2 \cdot ex_2 - \dot{m}_4 \cdot ex_4}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 - \dot{m}_2 \cdot ex_2} = \frac{\dot{m}_4 \cdot ex_4 - \dot{m}_3 \cdot ex_3}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 - \dot{m}_2 \cdot ex_2} \quad (4.61)$$

Energijska učinkovitost oba zagrijača je vrlo visoka i iznosi više od 98% u svim režimima rada, Slika 39.



**Slika 39. Energijska učinkovitost zagrijača zraka broj 1 i 2 pri promjeni opterećenja [37]**

Na Slici 40. je prikazana eksergijska učinkovitost zagrijača zraka koja je skoro dvostruko manja od energijske učinkovitosti te iznosi manje od 50%. Najbolje vrijednosti postignute su za vrijeme stajanja broda u luci i pri nižim opterećenjima, što znači da je zagrijač podkapacitiran ili prljav. Ako je zagrijač zraka ispravno odabran od strane proizvođača, to znači da bi trebao imati najbolje rezultate prilikom ustaljenih režima rada, a ovdje je to kontradiktorno. NCR (eng. *Normal continuous rating*) ili normalni stalni rad glavne pogonske turbine iznosi  $85 \text{ min}^{-1}$ , dok je MCR (eng. *Maximum continuous rating*)  $88 \text{ min}^{-1}$ . Može se uočiti kako se prilikom približavanja normalnom režimu rada smanjuje eksergijska učinkovitost, što nije nimalo poželjno.

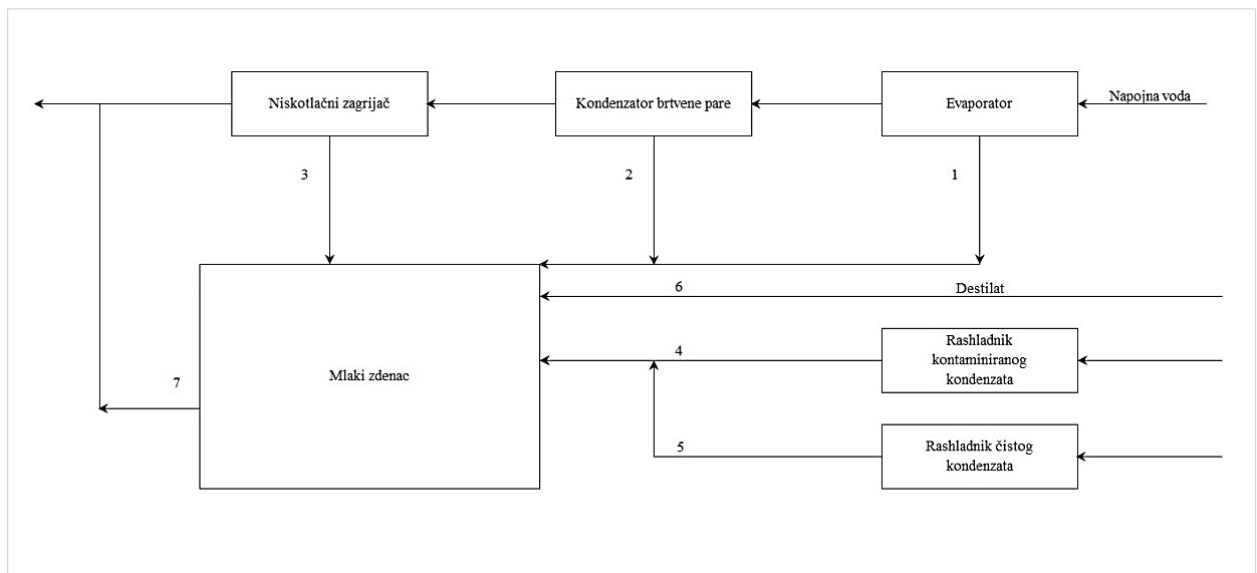


**Slika 40. Eksergijska učinkovitost zagrijača zraka broj 1 i 2 pri promjeni opterećenja [37]**

#### 4.11 MLAKI ZDENAC

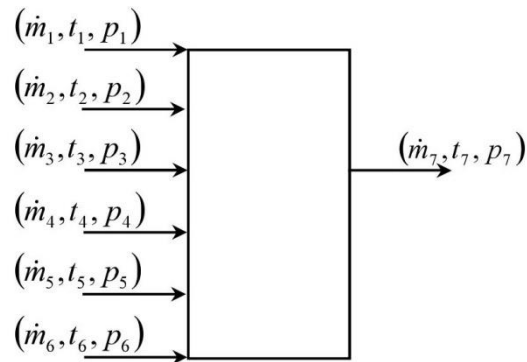
Kondenzat koji se uzima iz glavnog kondenzatora prolazi evaporator, kondenzator brtvene pare, niskotlačni zagrijač napojne vode, otplinjač, dolazi na glavnu napojnu pumpu, s koje ide na visokotlačni zagrijač napojne vode, a nakon toga odlazi u generatore pare.

U mlaki zdenac se skupljaju čisti i kontaminirani kondenzat koji dolaze iz pomoćnog sustava pare. Čisti kondenzat dolazi iz zagrijača koji ne sadrži HC sastojke, a kontaminirani iz zagrijača tankova teškog goriva i zagrijača ulja. Da bi se spriječilo propuštanje sustava u slučaju neispravnosti zagrijača i sama kontaminacija, kondenzat prolazi kroz sustav za analizu vode koji će se aktivirati ako postoji povećana količina nečistoća u samom kondenzatu. Uz to, mlaki zdenac amortizira višak i manjak napojne vode u sustavu dodavanjem ili oduzimanjem vode iz sustava prema tankovima destilata, Slika 41.



Slika 41. Sustav napojne vode i mlaki zdenac [37]

Protok mase i energije mlakog zdenca prikazan je na Slici 42.



**Slika 42. Protok mase i energije mlakog zdenca [37]**

gdje su:

- 1- ulaz kondenzata u mlaki zdenac iz evaporatora
- 2- ulaz kondenzata u mlaki zdenac iz kondenzatora brtvene pare
- 3- ulaz kondenzata u mlaki zdenac iz niskotlačnog zagrijača napojne vode
- 4- ulaz kondenzata u mlaki zdenac iz rashladnika kontaminiranog kondenzata
- 5- ulaz kondenzata u mlaki zdenac iz rashladnika čistog kondenzata
- 6- ulaz destilata u mlaki zdenac
- 7- izlaz kondenzata iz mlakog zdenca

Bilanca masenih protoka mlakog zdenca [37]:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (4.62)$$

Bilanca energijskih tokova mlakog zdenca:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{E}l \quad (4.63)$$

Energijski gubitci mlakog zdenca:

$$\dot{E}l = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (4.64)$$

Energijska učinkovitost mlakog zdenca:

$$\begin{aligned}\eta_I &= 1 - \frac{\dot{E}l}{\dot{E}_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}_{IZLAZ}}{\dot{E}_{ULAZ}} = \\ &= 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 \cdot h_7}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6} \\ &= \frac{\dot{m}_7 \cdot h_7}{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6}\end{aligned}\quad (4.65)$$

Bilanca eksnergijskih tokova mlakog zdenca:

$$\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 = \dot{m}_7 \cdot ex_7 + \dot{E}xd \quad (4.66)$$

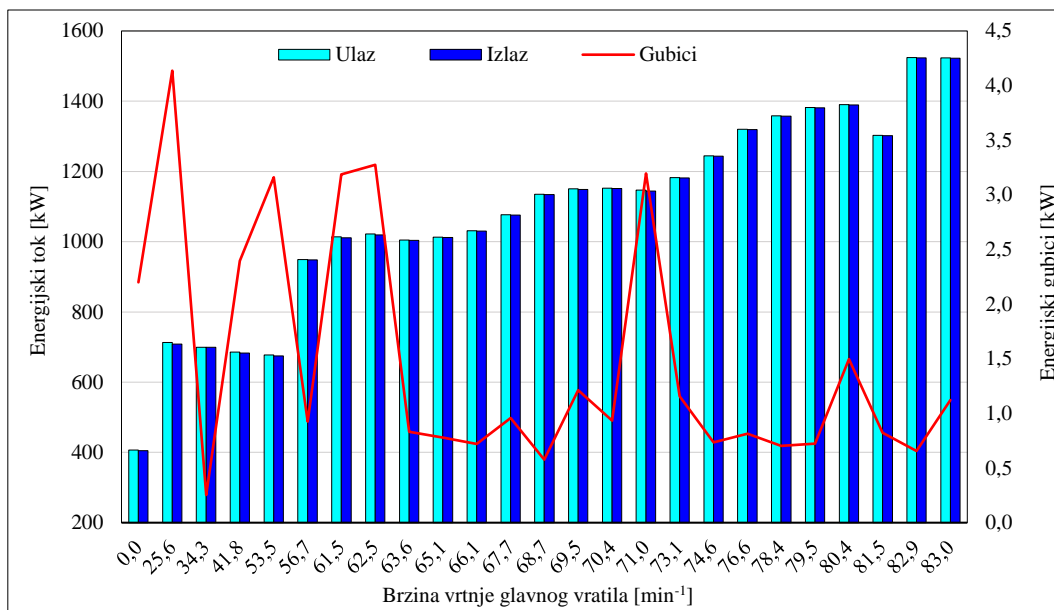
Eksnergijski gubitci mlakog zdenca:

$$\dot{E}xd = \dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 - \dot{m}_7 \cdot ex_7 \quad (4.67)$$

Eksnergijska učinkovitost:

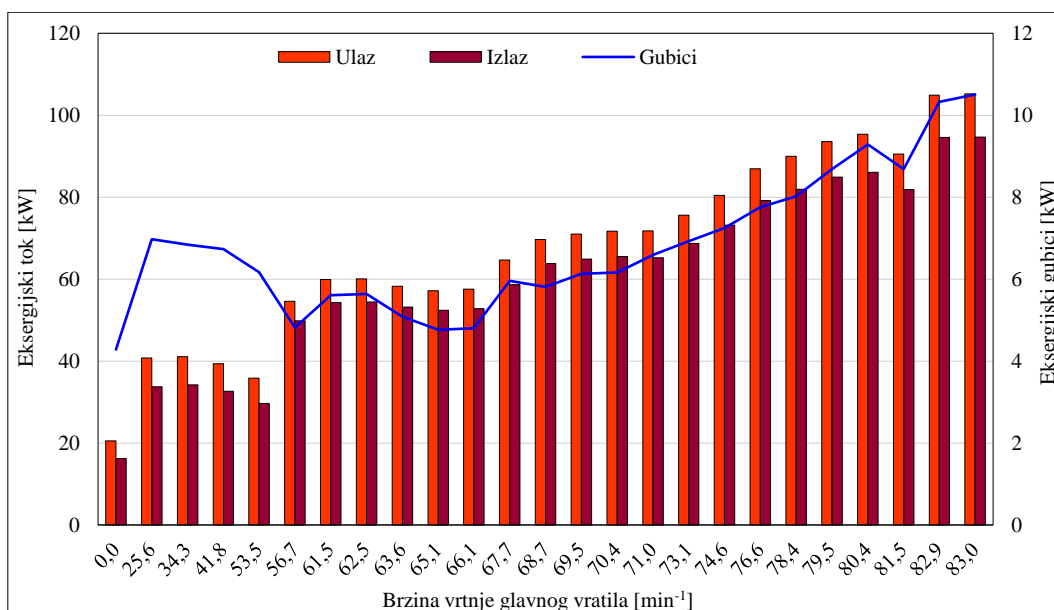
$$\begin{aligned}\eta_{II} &= 1 - \frac{\dot{E}xd}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \frac{\dot{E}x_{IZLAZ}}{\dot{E}x_{ULAZ}} = \\ &= 1 - \frac{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6 - \dot{m}_7 \cdot ex_7}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6} \\ &= \frac{\dot{m}_7 \cdot ex_7}{\dot{m}_1 \cdot ex_1 + \dot{m}_2 \cdot ex_2 + \dot{m}_3 \cdot ex_3 + \dot{m}_4 \cdot ex_4 + \dot{m}_5 \cdot ex_5 + \dot{m}_6 \cdot ex_6}\end{aligned}\quad (4.68)$$

Iz dijagrama na Slici 43., vidljivi su rezultati energijske analize tokova mlakog zdenca koji ukazuju na to da su kod nižih opterećenja glavne pogonske turbine ukupni energijski gubitci mlakog zdenca veći u odnosu na viša opterećenja glavne pogonske turbine. Do povećanih gubitaka energije u manovarskom području broda dolazi zbog akumulacijske funkcije mlakog zdenca, koji amortizira promjene opterećenja u sustavu, odnosno preko njega se nadoknađuje nedostatak napojne vode u sustavu. Prolaskom manovarskog područja i otvaranjem sustava zgrtanja morem gubitci i dalje ostaju povećani, sve do  $63,6 \text{ min}^{-1}$  nakon čega se sustav stabilizira te se energijski gubitci smanjuju i raspoređuju ujednačenije tijekom daljnjeg povećanja snage na glavnoj turbini.

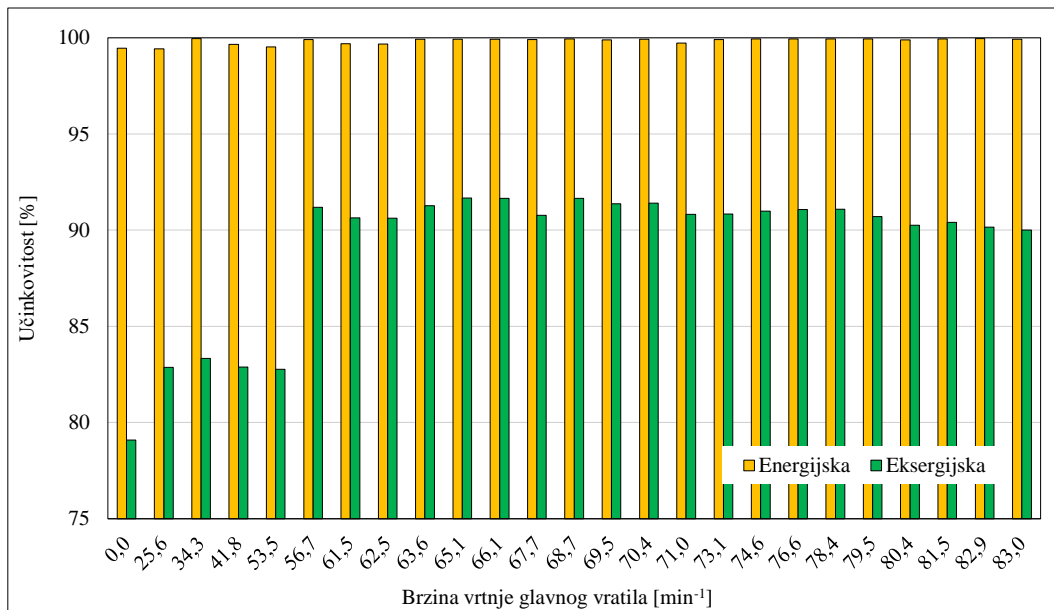


**Slika 43. Kretanje energijskih tokova mlakog zdenca pri promjeni opterećenja [37]**

S druge pak strane, eksergijski gubici pokazuju suprotno, a to je da se gubici mijenjaju kako se mijenja i opterećenje. Razlike u tokovima su male i iznose 10 kW, Slika 44.



**Slika 44. Kretanje eksergijskih tokova mlakog zdenca pri promjeni opterećenja [37]**



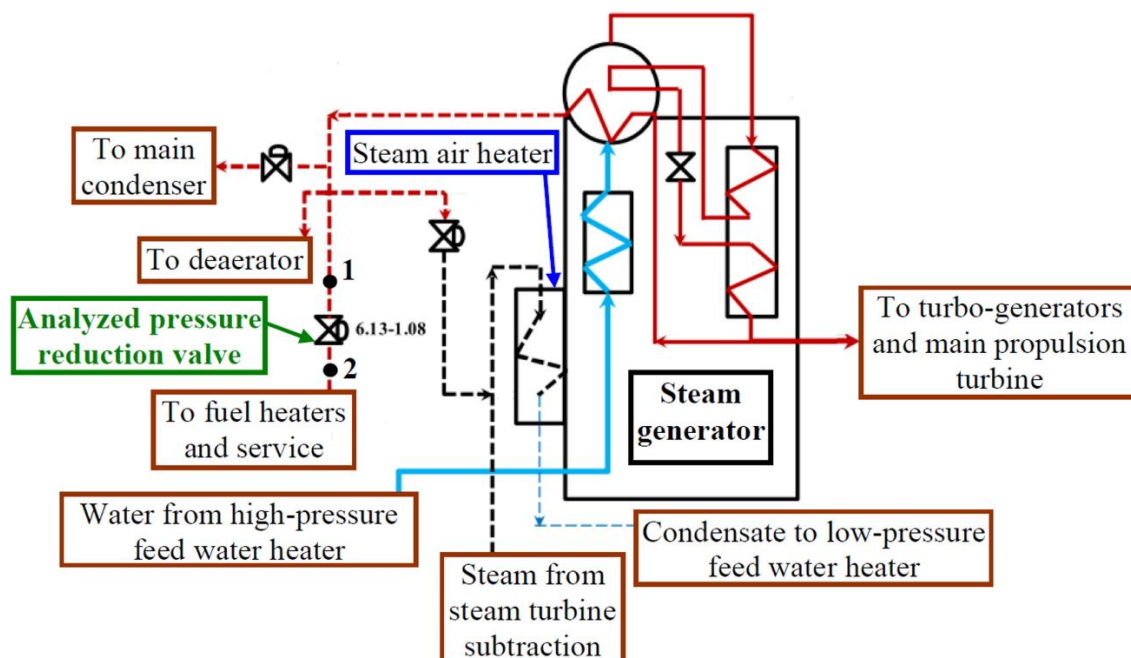
**Slika 45. Učinkovitost mlakog zdenca pri promjeni opterećenja [37]**

Slika 45. ukazuje na vidno velike razlike u energijskoj i eksergijskoj učinkovitosti. Energijska učinkovitost je znatno veća i iznosi više od 98%, dok eksergijska učinkovitost mlakog zdenca raste kako se povećava opterećenje, odnosno prelaskom broda iz režima manovre u režim plovidbe i iznosi oko 90% .



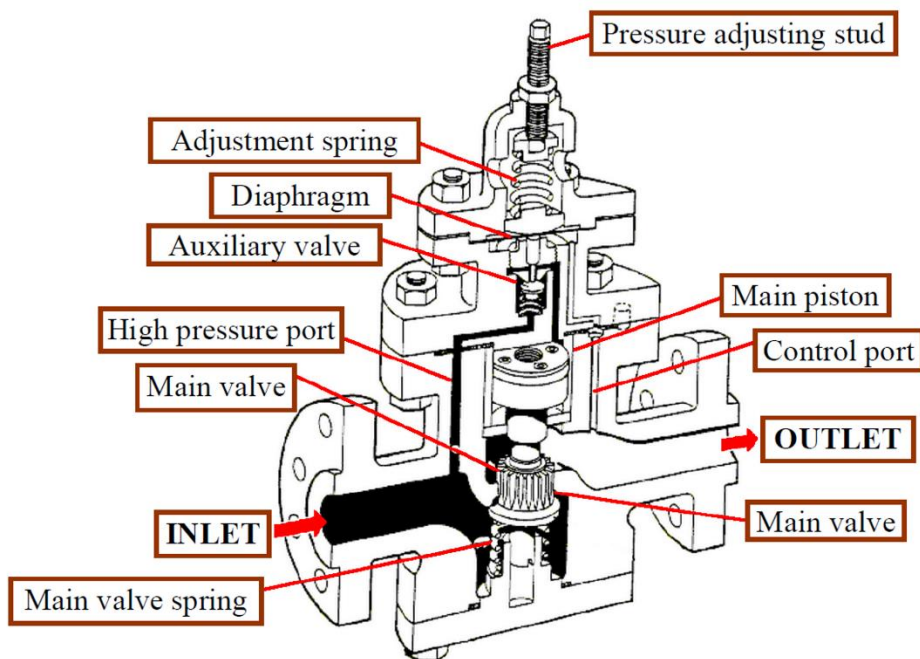
## 5. PRORAČUN EKSERGIJSKE UČINKOVITOSTI VENTILA ZA SMANJENJE TLAKA PARE

Položaj analiziranog ventila za smanjenje tlaka pare u parnoturbinskom postrojenju nalazi se u blizini drugog izlaza za generator pare, Slika 46. Prvi izlaz generatora pare koristi se za dovod pregrijane pare u turbogeneratore i glavnu pogonsku turbinu, dok se drugi izlaz koristi za ostale sastavne dijelove postrojenja za pare. Glavna namjena analiziranog ventila za smanjenje tlaka je smanjiti tlak pregrijane pare sa otprilike 6,13 MPa na 1,08 MPa i isporučiti paru s nižim tlakom u grijače goriva i za potrebe brodskih usluga.



**Slika 46. Položaj ventila za smanjenje tlaka pare u parnom krugu [39]**

Presjek ventila za smanjenje tlaka pare, zajedno sa svim glavnim komponentama može se vidjeti na Slici 47. Noviji tip ventila za smanjenje tlaka ima dva ventila (glavni i pomoćni) za kompenzaciju pulsacije tlaka i za osiguranje točnog izlaznog tlaka. Okretanjem navojne matice za podešavanje tlaka s jedne strane (obično u smjeru kazaljke na satu) povećava se izlazni tlak, dok okretanjem matice za podešavanje tlaka s druge strane (obično u smjeru suprotnom od kazaljke na satu) smanjuje se izlazni tlak.



Slika 47. Poprečni presjek ventila za smanjenje tlaka pare [39]

Specifična eksnergija je definirana u [39] jednađbom:

$$\varepsilon = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (5.1)$$

Ukupna eksnergija jednog toka (snaga eksnergije) može se izračunati prema:

$$\dot{E}_{ex} = \dot{m} \cdot \varepsilon = \dot{m} \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] \quad (5.2)$$

Potrebne specifične entalpije i specifične entropije izračunate su iz izmjerenih tlakova pare i temperatura pomoću programa Nist refprop [40].

Ventili za smanjenje pritiska pare nisu zanimljivi s gledišta energije, jer bez ikakvih propuštanja mase i uz konstantnu specifičnu entalpiju na ulazu i izlazu ventila, ventili za smanjenje tlaka pare imaju energijsku učinkovitost od 100%. Promjena temperature i tlaka pare kroz ventil rezultirala je promjenom entropije specifične za paru, koja ima značajan utjecaj na specifičnu eksnergiju i snagu eksnergije, kako je prikazano u gornjim jednađbama (5.1) i (5.2).

Bilanca masenog protoka [39]:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (5.3)$$

Bilanca eksrgerijskih tokova:

Ulazna eksrgerija:

$$\dot{E}_{ex,ULAZ} = \dot{m}_1 \cdot \varepsilon_1 \quad (5.4)$$

Izlazna eksrgerija:

$$\dot{E}_{ex,IZLAZ} = \dot{m}_2 \cdot \varepsilon_2 \quad (5.5)$$

Destrukcija eksrgerije:

$$\dot{E}_{ex,D} = \dot{E}_{ex,ULAZ} - \dot{E}_{ex,IZLAZ} = \dot{m}_1 \cdot \varepsilon_1 - \dot{m}_2 \cdot \varepsilon_2 \quad (5.6)$$

Eksrgerijska učinkovitost:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{ex,IZLAZ}}{\dot{E}_{ex,ULAZ}} = \frac{\dot{m}_2 \cdot \varepsilon_2}{\dot{m}_1 \cdot \varepsilon_1} \quad (5.7)$$

Rezultati mjerenja potrebnih radnih parametara (tlaka, temperature i masenih protoka) prikazani su u Tablici 4. u odnosu na brzinu vrtnje glavnog pogonskog propelera. Brzina glavnog pogonskog propelera izravno je proporcionalna opterećenju parnog sustava.

**Tablica 4. Vrijednosti tlakova, temperatura i masenih protoka za različita opterećenja [39]**

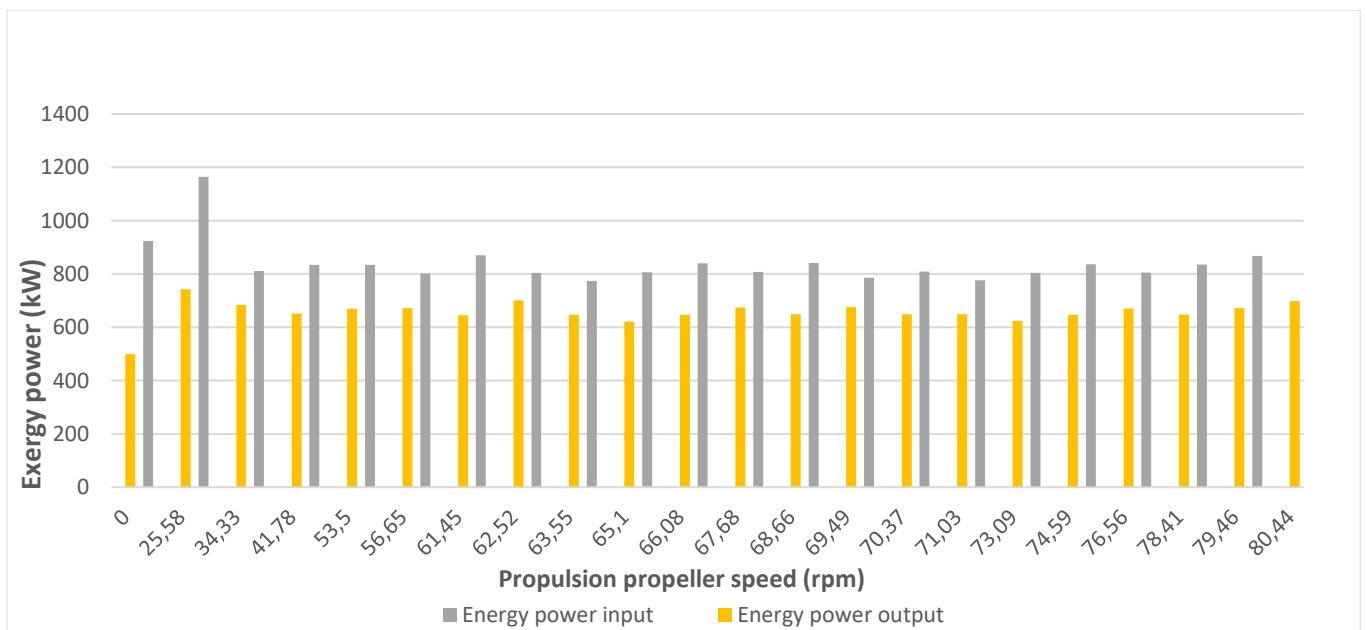
Broj okretaja vratila (rpm)	Ventil za smanjenje tlaka – ulaz pare (1)			Ventil za smanjenje tlaka – izlaz pare (2)		
	Temperatura (°C)	Tlak (MPa)	Maseni protok (kg/h)	Temperatura (°C)	Tlak (MPa)	Maseni protok (kg/h)
0.00	284.5	5.985	2125	201	1.079	2125
25.58	312.5	6.010	3022	244	1.077	3022
34.33	309.0	6.080	2794	238	1.085	2794
41.78	304.0	6.110	2687	230	1.083	2687
53.50	297.0	6.070	2794	220	1.079	2794
56.65	297.0	5.940	2794	223	1.079	2794
61.45	296.5	5.940	2687	222	1.084	2687
62.52	299.0	5.950	2906	225	1.081	2906
63.55	298.0	5.950	2687	223	1.081	2687
65.10	299.0	6.096	2584	222	1.088	2584
66.08	300.0	6.040	2687	225	1.074	2687
67.68	301.0	6.040	2794	226	1.076	2794
68.66	301.5	6.050	2687	227	1.084	2687
69.49	302.0	6.050	2794	228	1.080	2794
70.37	302.0	6.045	2687	228	1.084	2687
71.03	302.0	6.060	2687	228	1.074	2687
73.09	301.0	6.070	2584	226	1.082	2584
74.59	298.5	6.040	2687	223	1.082	2687
76.56	298.5	6.040	2794	222	1.079	2794
78.41	299.0	6.060	2687	224	1.085	2687
79.46	298.0	5.920	2794	224	1.074	2794
80.44	297.0	5.940	2906	222	1.075	2906

## 5.1 REZULTATI ANALIZE

Pomoću Excel programa izračunate su sve potrebne vrijednosti kako bi se dobila eksergijska učinkovitost, kao i destrukcija eksergije, što je sve vidljivo iz Slika 48. i 49. Temperatura okoline  $T_0$  za vrijeme mjerenja iznosi 25 °C, a tlak okoline  $p_0$  0,1 Mpa.



Na temelju izračunatih vrijednosti i dobivenih rezultata u Excel programu, na Slikama 50. i 51 su pokazni dijagrami. Eksergija na ulazu ventila za smanjenje tlaka ima najnižu vrijednost koja iznosi 620,80 kW pri 0,00 min<sup>-1</sup>, dok najviša vrijednost eksergije iznosi 924,56 kW pri 25,58 min<sup>-1</sup>. Tijekom promatranja opterećenja cijelog parnog sustava, prosječna vrijednost analizirane eksergije na ulazu ventila iznosi 816,55 kW. Izlazna eksergija ima najmanju vrijednost na 0,00 min<sup>-1</sup> koja iznosi 499,07 kW, dok je najveća vrijednost izlazne eksergije jednaka 743,92 kW pri 25,58 min<sup>-1</sup>. Za sve promatrane brzine pogonskog propelera prosječna vrijednost analizirane izlazne eksergije ventila za smanjenje tlaka pare iznosi 656,46 kW, Slika 50.

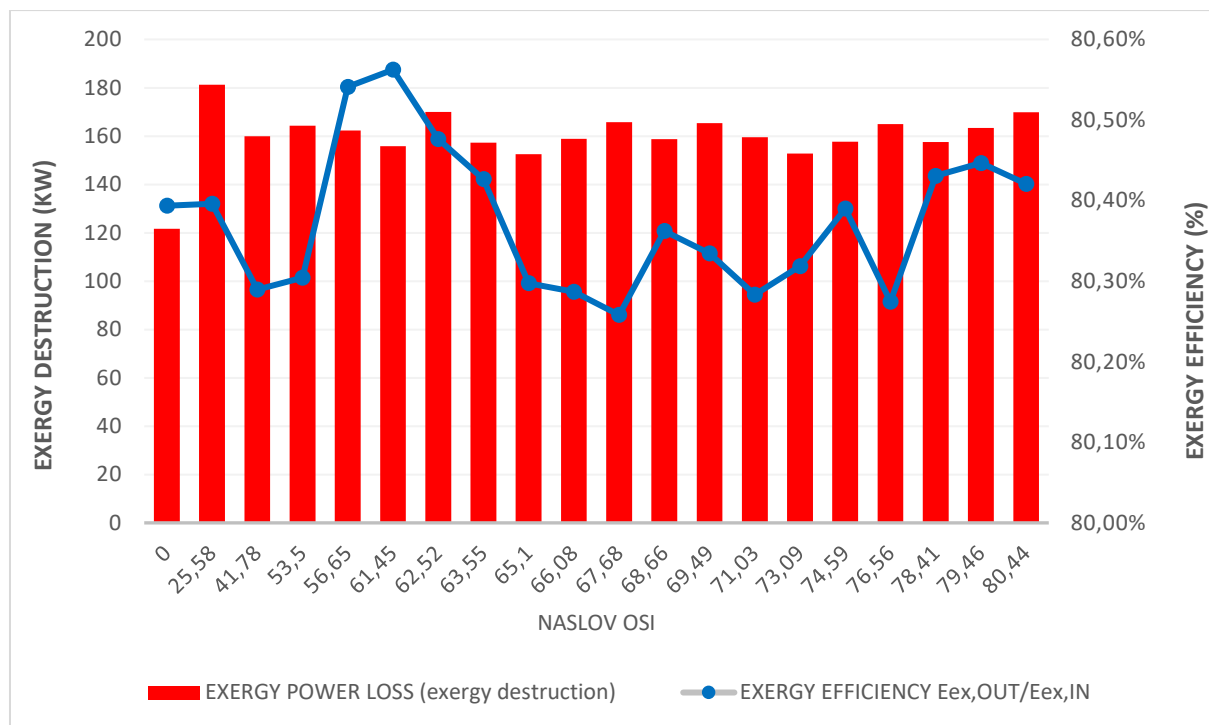


**Slika 50. Ulazna i izlazna eksergija pri promjeni opterećenja**

Na promjenu ulazne i izlazne eksergije za ispitivani ventil, najviše utječe maseni protok pare (koji je jednak na ulazu i izlazu ventila jer nije bilo opaženih propuštanja kroz ventil). Povećani maseni protok pare kroz ventil rezultirao je povećanjem ulazne i izlazne eksergije, dok je smanjenje masenog protoka pare kroz ventil rezultiralo smanjenjem ulazne i izlazne eksergije

Destrukcija eksergije za analizirani ventil ima isto ravnomjerno kretanje kao ulazna i izlazna snaga eksergije, za sve promatrane brzine vrtnje propelera. Stoga, na destruktiju ventila najviše utječe maseni protok pare. Najniže i najviše destrukcije eksergije ventila iz Slike 51. su vidljivi pri brzinama vrtnje propelera od 0,00 min<sup>-1</sup> do 25,58 min<sup>-1</sup>, slično ulaznoj i izlaznoj

eksergiji. Destrukcija eksergije ventila je najniža na  $0,00 \text{ min}^{-1}$  i iznosi  $121,72 \text{ kW}$ , dok je najviša destrukcija eksergije ventila od  $25,58 \text{ min}^{-1}$  i iznosi  $180,64 \text{ kW}$ . Prosječna vrijednost destrukcije ventila u cijelom promatranom parnom sustavu iznosi  $160,09 \text{ kW}$ , Slika 51. Destrukcija eksergije analiziranog ventila za smanjenje tlaka pare uzrokovano je povećanjem specifične entropije za paru na izlazu ventila tijekom smanjenja tlaka.



**Slika 51. Eksergijska destrukcija i eksergijska učinkovitost ventila za smanjenje tlaka pare**

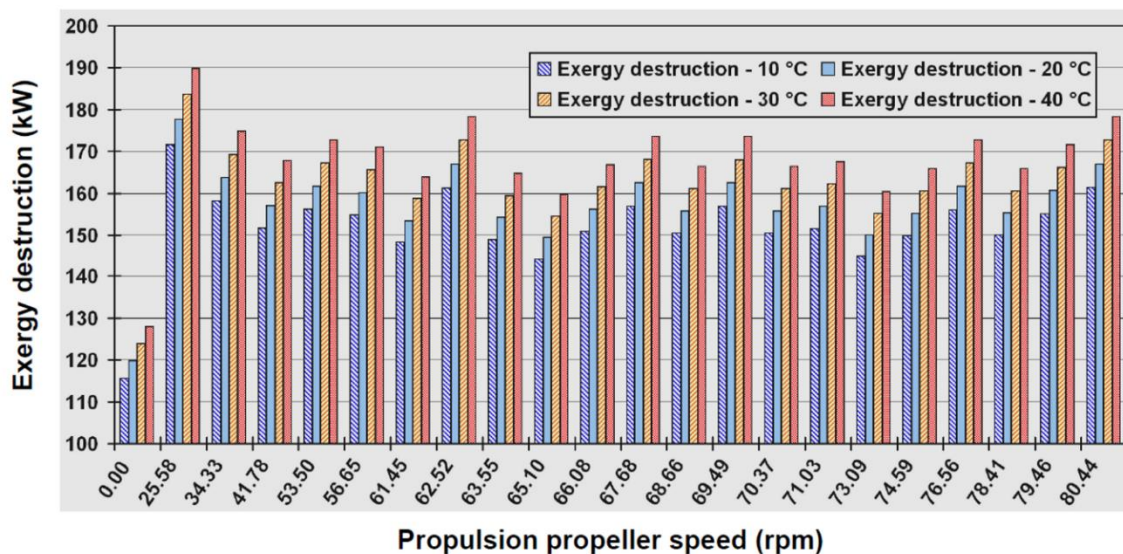
Učinkovitost ventila za smanjenje tlaka izračunata je prema jednadžbi (5.7). U rasponu promatranih brzina pogonskog propelera, analizirana eksergijska učinkovitost ventila za smanjenje tlaka iznosi oko 80%, Slika 51. Sa gledišta same eksergije, ta činjenica znači da je oko 20% raspoložive eksergije izgubljeno na ventilu za smanjenje tlaka u promatranom radnom okruženju. Najveća eksergijska učinkovitost ventila za smanjenje tlaka iznosi 80,54% i dobivena je pri brzini pogonskog propelera od  $61,45 \text{ min}^{-1}$ , dok najniža učinkovitost ventila iznosi 80,28% i dobivena je pri  $71,03 \text{ min}^{-1}$ .

Gubitci tijekom smanjenja tlaka i temperature na ventilu za smanjenje tlaka mogu se promatrati samo s gledišta eksergije, što daje realnu sliku gubitaka i učinkovitosti ventila. Energijska analiza ovog ventila ne bi dala nikakve podatke o njegovim gubicima, niti bi se postigla realna učinkovitost ventila.

Analizirani ventil za smanjenje tlaka ispitan je u širokom rasponu opterećenja parnog sustava. S gledišta energije, specifična entalpija radnog fluida ostaje ista prije i nakon ventila za smanjenje tlaka, a ako nema propuštanja, energijska učinkovitost ventila za smanjenje tlaka bit će 100%. Dakle, sama analiza opterećenja može pokazati ispravnu učinkovitost ventila i gubitke snage (destrukciju).

Radna tekućina analiziranog ventila za smanjenje tlaka je pregrijana para pa uz smanjenje tlaka, kroz ventil dolazi i do smanjenja temperature pare i povećanja entropije u pari. Smanjenje tlaka na analiziranom ventilu kreće se od najniže vrijednosti od 4,846 MPa do najviše vrijednosti od 5,027 MPa. Za promatrano područje smanjenja tlaka ventila, smanjenje temperature iznosi od 68,5 °C do 83,5 °C. Prosječno smanjenje temperature pare za cijeli promatrani radni raspon ventila je 74,8 °C.

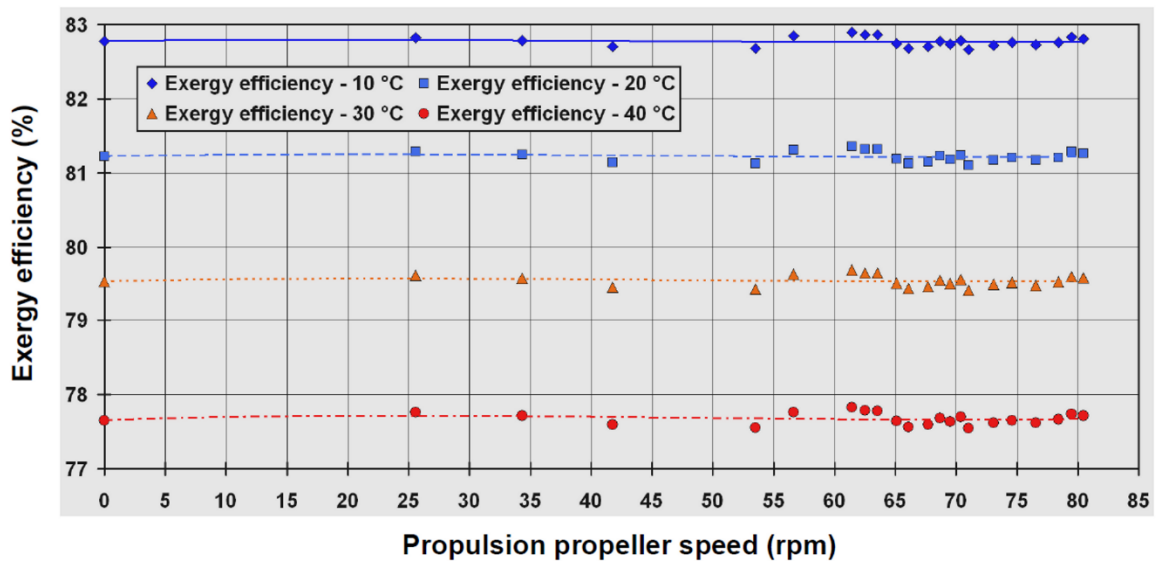
Eksergijska analiza ventila za smanjenje tlaka najprije je dobivena za okolnu temperaturu od 25 °C, koja je zabilježena u brodskoj strojarnici tijekom mjerenja. Za uočena opterećenja u parnom sustavu, destrukcija eksergije ventila pri sobnoj temperaturi od 25 °C kreće se od 121,72 kW do 180,64 kW, dok energijska učinkovitost ventila iznosi od 80,28% do 80,54%. Varijacija temperature okoline za očekivani raspon temperature u prostoru strojarnice pokazala je da se tijekom porasta temperature okoline povećava destrukcija eksergije ventila za smanjenje tlaka pare. Najniža prosječna vrijednost destrukcije eksergije ventila postiže se pri temperaturi okoline od 10 °C i iznosi 152,03 kW, dok je najveća prosječna destrukcija eksergije ventila pri temperaturi okoline od 40 °C i iznosi 168,14 kW, Slika 52.



Slika 52. Destrukcija eksergije ventila za smanjenje tlaka pare pri promjenama okolne temperature [39]



Za razliku od destrukcije eksergije ventila, eksergijska učinkovitost smanjuje se tijekom porasta temperature okoline. Za analizirani ventil za smanjenje tlaka najveća eksergijska učinkovitost postignuta je pri najnižoj temperaturi okoline od 10 °C i prosječno iznosi 82,77%, dok je najniža eksergijska učinkovitost postignuta pri najvišoj temperaturi okoline od 40 °C i iznosi 77,67% u prosjeku. Analizirana promjena učinkovitosti radnog ventila za smanjenje tlaka pare, za vrijeme promjene temperature okoline, veća je u usporedbi s većinom ostalih komponenti parnih postrojenja, Slika 53.



Slika 53. Eksergijska učinkovitost ventila za smanjenje tlaka pare pri promjeni temperature okoline [39]

## 6. UČINKOVITOST BRODSKOG PARNOTURBINSKOG POSTROJENJA

Ukupna energijska učinkovitost brodskog parnoturbinskog postrojenja može se postaviti prema preporuci u literaturi [41], [42] i [43]:

$$\eta_I = \frac{P}{\dot{Q}} = \frac{P_{GT} + P_{TG} + P_{NP}}{\dot{m}_{HFO} \cdot HHV_{HFO} + \dot{m}_{LNG} \cdot HHV_{LNG}} \quad (6.1)$$

Ukupna eksergijska učinkovitost brodskog parnoturbinskog postrojenja :

$$\eta_{II} = \frac{P}{\dot{E}x} = \frac{P_{GT} + P_{TG} + P_{NP}}{\dot{m}_{HFO} \cdot ex_{HFO}^{ch} + \dot{m}_{LNG} \cdot ex_{LNG}^{ch}} \quad (6.2)$$

gdje su:

$P_{GT}$  - snaga glavne turbine, kW

$P_{TG}$  - snaga turbogeneratorsa, kW

$P_{NP}$  - snaga napojne pumpe, kW

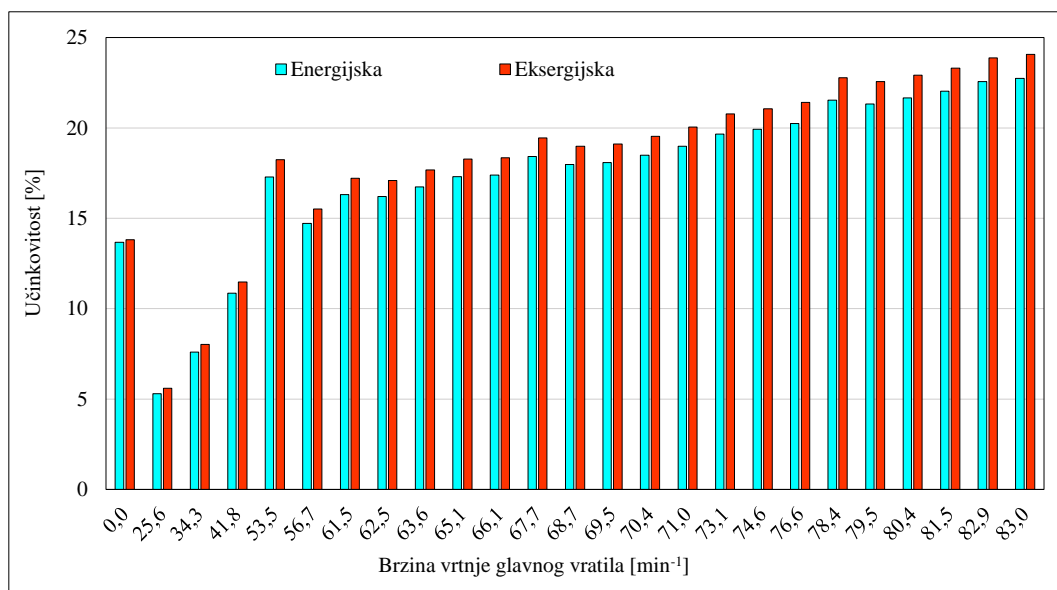
$HHV_{HFO}$  - gornja ogrijevna moć teškog goriva 42582, kJ/kg

$HHV_{LNG}$  - gornja ogrijevna moć prirodnog plina 54477, kJ/kg

$\dot{m}_{HFO}$  - protočna masa goriva, kg/s

$\dot{m}_{LNG}$  - protočna masa plina, kg/s

Na Slici 54. prikazana je ukupna učinkovitost brodskog parnoturbinskog postrojenja.

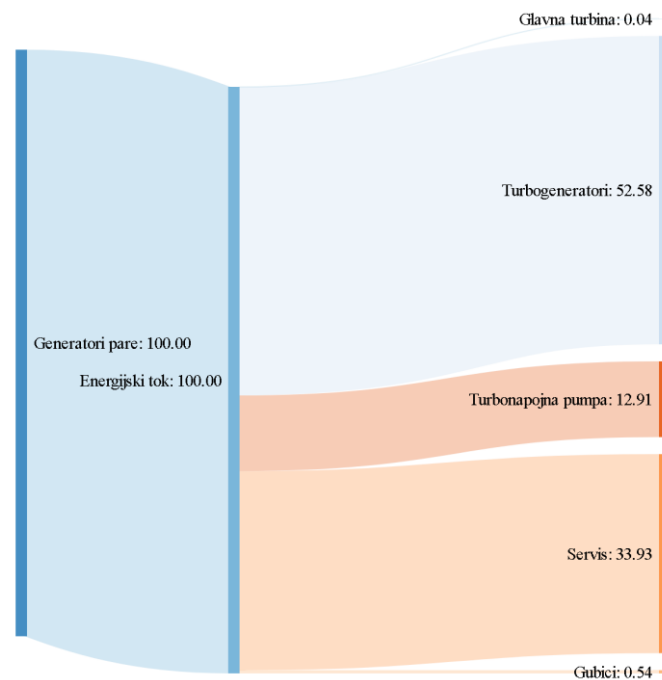


Slika 54. Energijska i eksergijska učinkovitost brodskog parnoturbinskog postrojenja [37]

Za vrijeme manovre broda, parnoturbinsko postrojenje ima najmanju učinkovitost jer se povećava količina sagorjelih para tereta u generatoru pare, koje za posljedicu ima povećanu količinu otpadne pare u glavnom kondenzatoru i time se još negativnije djeluje na cijelu učinkovitost postrojenja (pad oko 5%).

Najveće povećanje energijske i eksergijske učinkovitosti događa se iznad  $80,1 \text{ min}^{-1}$  koja ne prelazi 25% učinkovitosti

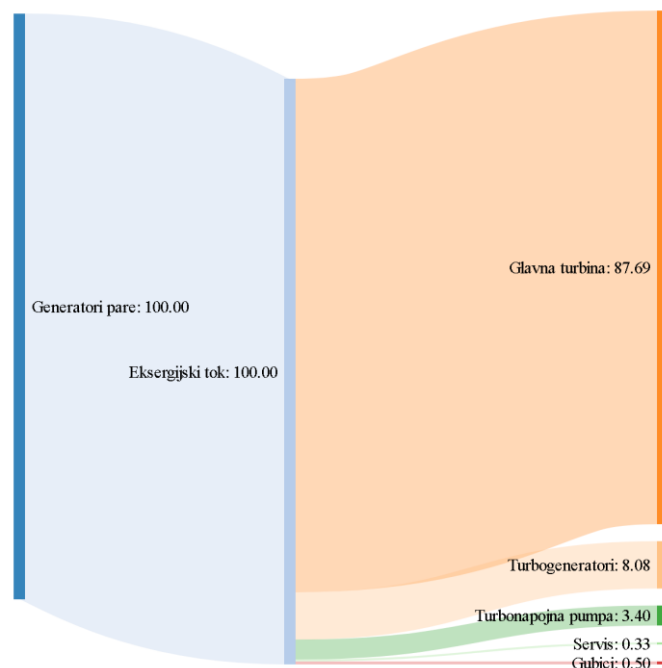
Analiza energijskih tokova pri stajanju broda u luci prikazana je na otvorenom Sankijevom dijagramu [41], Slika 55.



**Slika 55. Energijski tokovi brodskog parnoturbinskog postrojenja, stajanje u luci [37]**

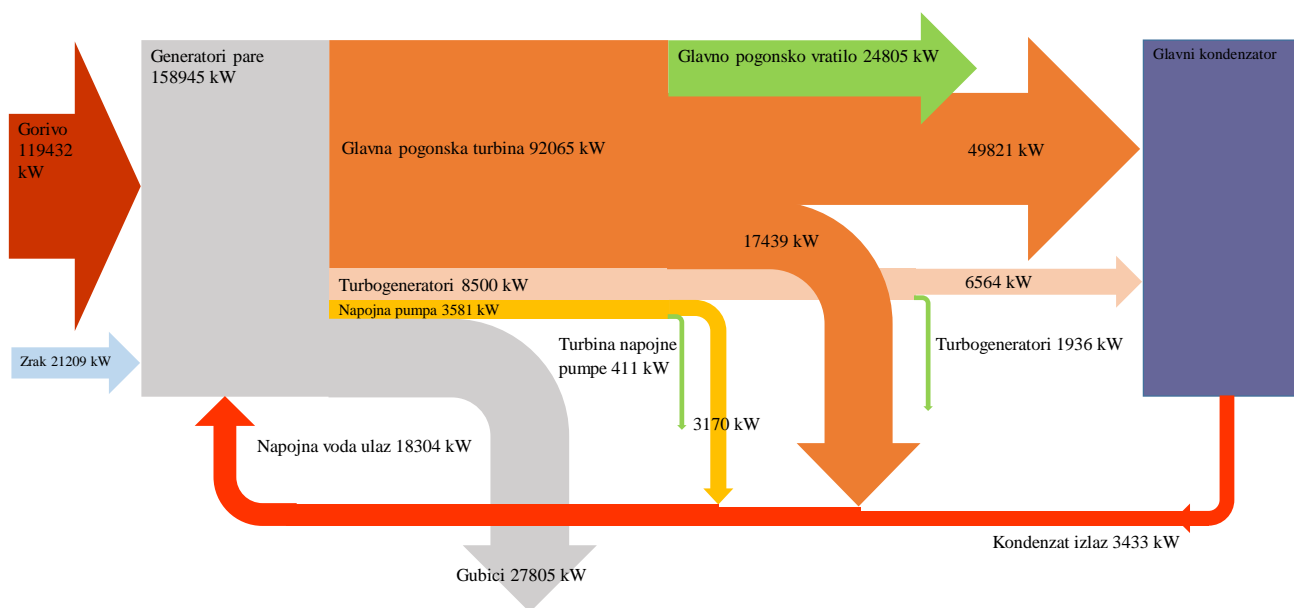
Najveći dio energijskoj toka gubi se na pogon turbogeneratora (oko 13%). Temeljem toga, za smanjenje gubitaka bilo bi poželjno koristiti pumpe manjeg kapaciteta.

Na Slici 56. su prikazani eksergijski tokovi parnoturbinskog postrojenja odakle se vidi da najviše eksergijskih tokova (oko 80%) odlazi na glavnu pogonsku turbinu, a preostali dio sačinjavaju opterećenja i gubitci. Oko 8% eksergijskog toka odlazi na proizvodnju električne energije, dok za potrebe turbonapojne pumpe odlazi oko 3,4%. [42]



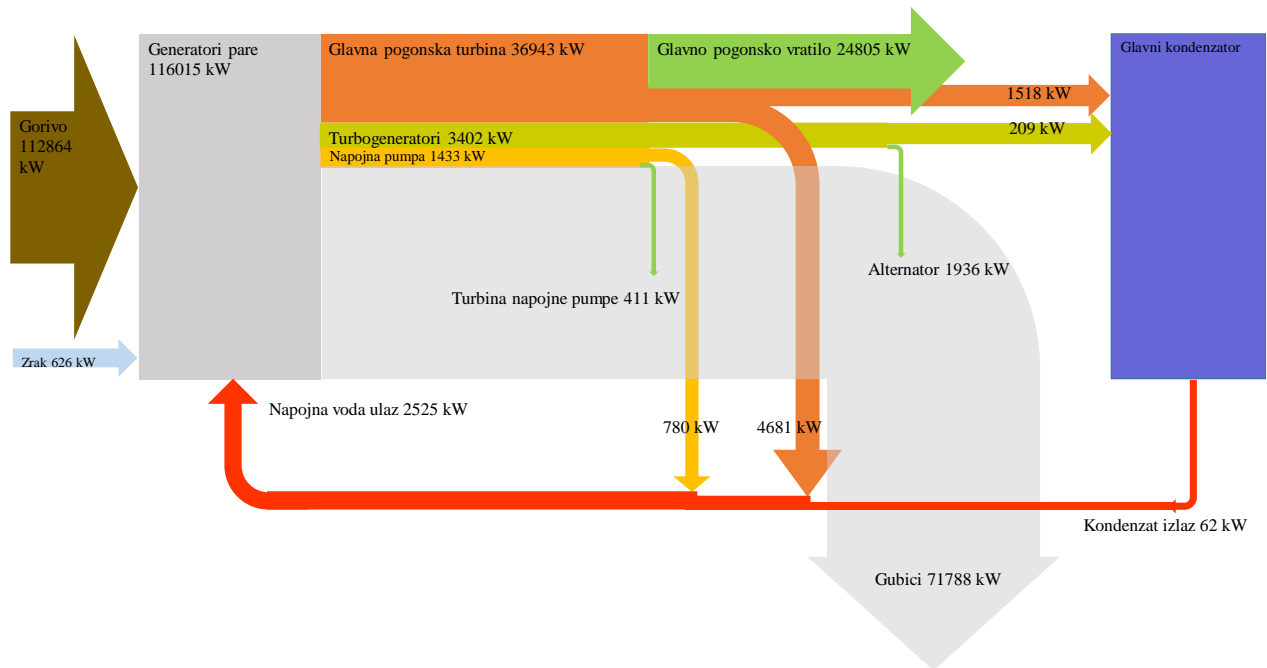
**Slika 56. Eksergijski tokovi brodskog parnoturbinskog postrojenja 83,00 min<sup>-1</sup>[37]**

Najveća količina proizvedene energije odlazi sa generatora pare na glavnu turbinu nakon čega se velika količina energije odbacuje u glavni kondenzator te je u tome očigledan najveći izvor gubitaka u cijelom postrojenju. Na Slici 57. je prikazan Sankeyev dijagram za energijske tokove parnoturbinskog postrojenja pri brzini vrtnje od 83 min<sup>-1</sup>. Regeneracijska grupa zagrijača iskorištava oko 89% dovedene energije sa turbine i napojne pumpe.



**Slika 57. Sankyjev dijagram parnoturbinskog postrojenja na 83,00 min<sup>-1</sup>, energijski tokovi [37]**

Na Slici 58. je prikazan Sankeyjev dijagram za eksergijske tokove parnoturbinskog postrojenja na  $83 \text{ min}^{-1}$  iz kojeg je očigledno da je generator pare najneučinkovitiji uređaj u pogonu. Za razliku od generatora pare, glavna turbina ima veliku učinkovitost i male gubitke.



**Slika 58. Sankyjev dijagram parnoturbinskog postrojenja na  $83,00 \text{ min}^{-1}$ , eksergijski tokovi [37]**

## ZAKLJUČAK

Pomoću termodinamičke analize uviđeni su izvori energijskih i eksergijskih gubitaka, kao i njihove učinkovitosti u cijelom paroturbinskom postrojenju.

Brodaska pogonska turbina ima veliku učinkovitost te je u skladu sa svim očekivanjima, dok brodski turbogeneratori imaju slabiju učinkovitost pri nižim opterećenjima i ne bi se smjeli držati u paru nakon završetka manovre broda. Porastom snage na turbogeneratoru smanjuje se specifična potrošnja pare, što utječe na stupanj učinkovitosti pa je s termodinamičkog gledišta neopravdano držati turbogeneratore na manjim opterećenjima, mada to nije uvijek moguće (manovra broda, stajanje u luci). Turbonapojna pumpa ima najnižu eksergijsku učinkovitost od svih toplinskih turbina zbog raspodjele snage na turbogeneratoru. Izostavljanje parne turbine iz parnog kruga te dodatno opterećenje turbogeneratora snagom sa elektromotora napojne pumpe povoljno bi utjecalo na učinkovitost turbogeneratora, što bi smanjilo potrošnju pare i povećalo ukupnu učinkovitost postrojenja. Recirkulacija napojne pumpe pri nižim brzinama vrtnje glavnog vratila je čisti gubitak energije. Pri većim brzinama vrtnje glavnog pogonskog vratila velika količina dovedene energije na ulazu koja se koristi za rad turbine napojne pumpe mogla bi biti manja kada bi se smanjio tlak na izlazu iz turbine napojne pumpe. Smanjenje tlaka moralo bi pratiti optimizirane uvjete brzine punjenja generatora pare vodom zbog povećanja protoka pare na istima. Turbinska jedinica napojne pumpe je uređaj koji ima najveću razliku energijske i eksergijske učinkovitosti. Nepovoljna učinkovitost turbine napojne pumpe uzrokovana je slijedećim razlozima: Curtis kolo prerađuje veliki toplinski pad ali ima manju učinkovitost, idealno Curtisovo kolo s dva reda lopatica ima učinkovitost na lopaticama od 75%. Ti gubitci mogli bi se smanjiti uvođenjem napojne pumpe lučkog pogona. Napojna pumpa lučkog pogona trebala bi biti manjeg kapaciteta i manje snage od glavne napojne pumpe, čime bi se spriječilo stvaranje gubitaka pri donjim brzinama vrtnje glavnog vratila

Od glavnih izvora gubitaka u cijelom postrojenju, izdvaja se generator pare kao takav jer ima višestruko manju učinkovitost. Iako je prema energijskoj analizi i prema proizvođaču (oko 85%) generator pare vrlo učinkovit uređaj, eksergijska analiza je dokazala suprotno, i to, prema eksergijskoj analizi, generatori pare imaju slabiju učinkovitost u odnosu na sve brodske turbine. Analizom podataka energijske učinkovitosti postrojenja, vidi se da je ukupna učinkovitost cijelog postrojenja niža od eksergijske učinkovitosti samih generatora. U režimu vožnje broda, učinkovitost generatora pare niža je od očekivane. Niža učinkovitost generatora pare, može biti uzrokovana, stanjem zaprljanosti cijevi nakon odlaska broda iz luke.

Iz provedene analize pojedinačnih komponenti parnoturbinskog postrojenja zaključeno je kako uz turbonapojnu pumpu, evaporator (generator slatke vode) ima najmanju eksergijsku učinkovitost. Na njega ljudski faktor ne može uvelike utjecati, osim na provođenje redovnog čišćenja izmjenjivača topline. Poželjno bi bilo da se voda proizvodi na što većim proizvodnim kapacitetima sa smanjenim protokom mora jer se na taj način smanjuje količina neisparenog mora, i time se povoljno djeluje na ukupnu učinkovitost evaporatora jer je smanjena količina otpadne topline van broda. Stoga, termodinamički gledano, za evaporator ima dosta prostora u pogledu boljih rješenja od postojeće izvedbe.

Glavni kondenzator ima slabu eksergijsku učinkovitost u svim režimima rada. Do niže učinkovitosti dolazi zbog prljanja cijevi zbog hlađenja morem u kondenzatoru, što utječe na vakuum, te ga je potrebno očistiti. Kako održavanje vakuuma ima direktan utjecaj na ukupnu učinkovitost postrojenja, potrebno bi bilo istražiti mogućnost isparavanja ukapljenog plina kroz glavni kondenzator koji ide na generatore pare kao gorivo iz tankova tereta, umjesto isparavanja plina toplinskom energijom pare. Takvo rješenje smanjilo bi potrošnju pare na generatorima pare, a pozitivno bi utjecalo na održavanju potrebnog vakuuma prilikom plovidbe broda morem u tropskom pojasu. Niskotlačni zagrijač napojne vode nije u potpunosti iskorišten. Treći zagrijač napojne vode ima dobru učinkovitost, ali mu pada s porastom opterećenja što ukazuje na loš konstrukcijski odabir zagrijača. Uvođenje dodatne jedinice koja bi koristila oduzetu paru s visokotlačne turbine povećalo bi učinkovitost postrojenja. Zagrijač zraka, ima nisku učinkovitost, a posada broda nema utjecaj na rad zagrijača zraka ako parne klopke rade ispravno. Termodinamički gledano kod zagrijača zraka ima dosta prostora za bolja rješenja i veću učinkovitost.

Neke od mogućih konstruktivnih izmjena za poboljšanje parnog kruga su da se ugradi dodatna linija povrata kondenzata prije niskotlačnog zagrijača na većim snagama glavne turbine, zatim da napojna voda povrata kondenzata ne hladi napojnu vodu kondenzata već da se koristi za dogrijavanje napojne vode prije ulaza u niskotlačni zagrijač te tako povoljno djeluje na energijsku i eksergijsku učinkovitost parnoturbinskog postrojenja.

Što se tiče optimizacije otplinjača, zaključeno je kako niži tlak otplinjača pri plovidbenom režimu broda štedi količinu pare koja se dovodi na otplinjač. Spuštanjem tlaka otplinjača preko redukcijske stanice, dovedena para mogla bi se ranije početi oduzimati sa izlaza iz visokotlačne turbine nego što je preporučeno. Optimizacija mlakog zdenca ukazuje na štetnost prekomjernog hlađenja povrata kondenzata iz servisa. Negativna strana prekomjernog hlađenja je u tome što velika količina kondenzata dolazi u mješalište napojne vode. Zbog toga,

svako nepotrebno pothlađivanje kondenzata iz mlakog zdenca, povećava masu pare na ulazu u otplinjač, što povlači smanjenje učinkovitosti broskog parnoturbinskog sustava.

Naposljetku, izveden je detaljan, samostalan proračun ventila za smanjenje tlaka pare s obzirom da on sam po sebi ima izrazitu važnost u parnom krugu te je prikazana njegova eksergijska učinkovitost i destrukcija eksergije. Iz svega navedenog, krajnji zaključak je kako je eksergijska analiza bolja jer ukazuje na izvore gubitaka, sagledava kvalitetu energije i daje točniju učinkovitost od energijske analize. Da bi se cijelo postrojenje optimiziralo na najpovoljniju eksergijsku učinkovitost, potrebna su daljnja istraživanja i analize.



## LITERATURA

- [1] Attachment 1 - Maryland Public Service Commission, webapp.psc.state.md.us
- [2] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran; Thermal design and optimization, Jhon Wiley and Sons, 1996.
- [3] A.B. Gill; Power Plant Performance, Butterworth and Co, 1984.
- [4] A.G. Kaviri, M.N.M. Jaafar, M.L. Tholudin, and H.B. Avval; Exergy analysis of a steam power system for power production, International Journal of Renewable Energy Resources 2 (2012) 58-62.
- [5] C. Borgnakke, R.E. Sonntag; Fundamentals of Thermodynamics, Seventh edition, John Wiley & Sons, 2009.
- [6] C. O. Osueke, A. O. Onokwai, A. O. Adeoye; Energy and exergy analysis of a 75MW steam power plant in Sapele (Nigeria), International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering (IJIRAE) ISSN: 2349-2163 Issue 6, Volume 2 (June 2015).
- [7] C. Uysal, H. Kurt, H.Y. Kwak; Exergetic and thermoeconomic analyses of coal-fired power plant; International Journal of Thermal Sciences 117 (2017).
- [8] DongHwa Entec, 30 m<sup>3</sup> Deaerator, Donghwa precision instrument Ltd.
- [9] Final drawing for main feed pump & turbine. Hiroshima (Japan): Shinko Ind. Ltd.; 2006 [internal ship documentation].
- [10] H.T. El-Dessouky, H.M. Ettouney; Fundamentals of salt water desalinization, Elsevier 2002.
- [11] I. Dincer, M. Rosen; Exergy, energy, environment and sustainable development, Elsevier, 2007.
- [12] I. Dincer, M.A. Rosen; Exergy Energy, Environment And Sustainable Development, Elsevier Ltd, 2013.
- [13] I.S. Ertesvåg; Exergy calculations based on a fixed standard reference environment vs. the actual ambient conditions: gas turbine and fuel cell examples, International Journal of Exergy, Vol. 16, No. 2, 2015, Inderscience Enterprises Ltd., 2015.
- [14] J. Kucera, Desalination water from water, Scrivner publishing, Wiley, 2014.
- [15] S. Mitra, J. Ghosh; Energy and exergy analysis of a 250mw coal fired thermal power plant at different loads, IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology Volume: 04 Issue: 07 | July-2015

- [16] M.A. Rosen, C.A. Bulucea; Using exergy to understand and improve efficiency of electrical power technologies, *Entropy* 2009, 11, 820-835; doi:10.3390/e11040820
- [17] M. Moran, H. N. Shapiro H., D.D. Boettner, M.B. Bailey; *Fundamentals of engineering thermodynamics* 8<sup>th</sup> edition, John Wiley and Sons 2014.
- [18] M. Kangolu, Y.A. Cengel, I. Dincer; *Efficiency evaluation of energy system*, Springer 2012.
- [19] Machinery manual, LNGC Grace Barleria, Hyundai Heavy Industries Ltd.
- [20] Mitsubishi Heavy Industries Group; *Marine Boiler and Steam Turbine Generator For FPSO/FSO/FSRU/FLNG*
- [21] T. Ganapathy, N. Alagumurthi, R.P. Gakkhar and K. Murugesan; Exergy Analysis of Operating Lignite Fired Thermal Power Plant, *Journal of Engineering Science and Technology Review* 2 (1) (2009) 123-130
- [22] M. Kagolu, I. Dincer, M. Rosen; Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants, *Energy Policy* 35 (2007.)
- [23] N. Woudstra; *SUSTAINABLE ENERGY SYSTEMS Limitations and challenges based on exergy analysis*, Doctoral thesis, 2012.
- [24] H.S. Hamut, I. Dincer, M.A. Rosen; *Assessment of Desalination Technologies Integrated with Renewable Energy Sources in Turkey*, *Progress in Exergy, Energy, and the Environment*, Springer 2014.
- [25] S. Adibhatla, S.C. Kaushik; Energy and exergy analysis of supercritical sthermal power plant at various load conditions under constan and pure sliding pressure, 73 2014. 49-63, Elsevier 2014.
- [26] Ship spotting.com, <http://www.shipspotting.com/gallery/photo.php?lid=2014521>
- [27] S. Basu, A.K. Debnath; *Power Plant Instrumentation and Control Handbook - A Guide to Thermal Power Plants*, Academic Press (Elsevier), 2015.
- [28] S. Hastia, A. Aroonwilasa, A. Veawaba; Exergy Analysis of Ultra Super-Critical Power Plant, *Energy Procedia* 37 (2013) 2544 – 2551, Elsevier 2013.
- electrical power technologies, *Entropy* 2009, 11, 820-835; doi:10.3390/e11040820
- [29] J. Szargut; *Chemical Exergies of the Elements*, *Applied Energy* 0306-2619/89, Elsevier Science Publishers Ltd, 1989.
- [30] D. Mitrović, D. Zivkovic, M.S. Laković; Energy and Exergy Analysis of a 348.5 MW Steam Power Plant, *Energy Sources, Part A*, 32:1016–1027, Taylor & Francis Group, 2010.
- [31] V. Belessiotis, S. Kalogirou, E. Delyannis; *Thermal solar desalinization methods and system*, Elsevier 2016.

- [32] V. Mrzljak, I. Poljak, V. Medica-Viola; Efficiency and losses analysis of low-pressure feed water heater in steam propulsion system during ship maneuvering period, Scientific Journal of Maritime Research 30 (2016) 133-140 © Faculty of Maritime Studies Rijeka, 2016.
- [33] V. Mrzljak, I. Poljak, V. Medica-Viola, Thermodynamical analysis of high-pressure feed water heater in steam propulsion system during exploitation, Brodogradnja/Shipbuilding/Open access, Volume 68 Number 2, 2017, UDC 629.5.016.7:629.5629.5.048.73
- [34] World LNG report, International gas union, news views and knowledge on gas worldwide. [www.igu.org](http://www.igu.org)
- [35] X. Cheng, H.R. Winn, R.A. Beveridge, J.J. Williams; Coordinated Multi-Stage Boiler Feedwater Heater Level Optimization, Westinghouse Process Control, Inc. Pittsburgh, PA 15238
- [36] Y. Cengel, M. Boles; Thermodynamics an engineering approach eight edition, MC Graw Hill Education, 2015.
- [37] I. Poljak; Termodinamička analiza parnoturbinsko postrojenja, Tehnički fakultet, Rijeka 2018.
- [38] K. Svirčić; Mjere za povećanje energetske učinkovitosti na brodovima, Pomorski fakultet Split, Split, 2017.
- [39] I. Poljak; Exergy analysis of steam pressure reduction valve in marine propulsion plant on conventional LNG carrier
- [40] Lemmon, E. W., Huber, M. L., McLinden, M. O.: NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 8.0, User's Guide, Colorado, 2007.

## POPIS SLIKA

Slika 1. LNG/C Grace Barleria [26].....	3
Slika 2. Shema parnoturbinskog pogonskog postrojenja tankera za prijevoz ukapljenog prirodnog plina [37] .....	6
Slika 3. Numerički model parnoturbinskog postrojenja [37] .....	7
Slika 4. Termodinamički model brodske parne turbine [37] .....	12
Slika 5. Termodinamički model brodske parne turbine [37] .....	13
Slika 6. Promjena eksergijskih učinkovitosti cjelokupne glavne turbine i njenih kućišta pri promjeni opterećenja na glavnom vratilu [37] .....	14
Slika 7. Protok mase i energije parne turbine turbogeneratorsa [37].....	15
Slika 8. Energijska i eksergijska učinkovitost turbogeneratorsa u odnosu na mjerenu snagu pri promjeni opterećenja [37] .....	16
Slika 9. Kretanje eksergijske učinkovitosti turbogeneratorsa pri promjeni temperature okoline [37] .....	16
Slika 10. Protok mase i energije napojne pumpe [37].....	17
Slika 11. Energijski tokovi i energijski gubici turbine napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37] .....	19
Slika 12. Eksergijski tokovi i eksergijski gubici turbine napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37].....	20
Slika 13. Energijska i eksergijska učinkovitost turbine napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37] .....	21
Slika 14. Energijski tokovi i energijski gubici napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37] .....	21
Slika 15. Eksergijski tokovi i eksergijski gubici napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37] .....	22
Slika 16. Energijska i eksergijska učinkovitost napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37] .....	22
Slika 17. Usporedba energijske i eksergijske učinkovitosti turbine i napojne pumpe pri promjeni opterećenja [37].....	23
Slika 18. Protoci mase i energije generatora pare [37].....	24
Slika 19. Energijski gubici na generatorima pare pri promjeni opterećenja [37] .....	26
Slika 20. Eksergijski gubici na generatorima pare pri promjeni opterećenja [37].....	26
Slika 21. Energijska učinkovitost na generatorima pare pri promjeni opterećenja [37] .....	27

Slika 22. Ekssergijska učinkovitost na generatorima pare pri promjeni opterećenja [37].....	27
Slika 23. Protok mase i energije glavnog kondenzatora [37].....	28
Slika 24. Energijski i ekssergijski gubitci glavnog kondenzatora pri promjeni opterećenja [37] .....	30
Slika 25. Energijska i ekssergijska učinkovitost glavnog kondenzatora pri promjeni opterećenja [37] .....	31
Slika 26. Protok mase i energije evaporatora [37] .....	32
Slika 27. Energijski i ekssergijski gubitci evaporatora pri promjeni opterećenja [37].....	34
Slika 28. Energijska i ekssergijska učinkovitost evaporatora pri promjeni opterećenja [37]....	34
Slika 29. Protok mase i energije kondenzatora brtvene pare [37].....	35
Slika 30. Kretanje energijskih tokova kondenzatora brtvene pare pri promjeni opterećenja [37].....	37
Slika 31. Učinkovitost kondenzatora brtvene pare pri promjeni opterećenja [37].....	37
Slika 32. Učinkovitost niskotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja [37]...	39
Slika 33. Učinkovitost visokotlačnog zagrijača napojne vode pri promjeni opterećenja [37].	40
Slika 34. Protok mase i energije otplinjača [37] .....	41
Slika 35. Kretanje energijskih tokova otplinjača pri promjeni opterećenja [37].....	42
Slika 36. Kretanje energijskih tokova otplinjača pri promjeni opterećenja [37].....	43
Slika 37. Učinkovitost otplinjača pri promjeni opterećenja [37] .....	44
Slika 38. Protok mase i energije zagrijača zraka [37] .....	44
Slika 39. Energijska učinkovitost zagrijača zraka broj 1 i 2 pri promjeni opterećenja [37] ....	46
Slika 40. Ekssergijska učinkovitost zagrijača zraka broj 1 i 2 pri promjeni opterećenja [37]...	46
Slika 41. Sustav napojne vode i mlaki zdenac [37].....	47
Slika 42. Protok mase i energije mlakog zdenca [37] .....	48
Slika 43. Kretanje energijskih tokova mlakog zdenca pri promjeni opterećenja [37] .....	50
Slika 44. Kretanje ekssergijskih tokova mlakog zdenca pri promjeni opterećenja [37].....	50
Slika 45. Učinkovitost mlakog zdenca pri promjeni opterećenja [37] .....	51
Slika 46. Položaj ventila za smanjenje tlaka pare u parnom krugu [39] .....	52
Slika 47. Poprečni presjek ventila za smanjenje tlaka pare [39].....	53
Slika 48. Izračunate vrijednosti u Excel programu 1.dio .....	56
Slika 49. Izračunate vrijednosti u Excel programu 2.dio .....	56
Slika 50. Ulazna i izlazna ekssergija pri promjeni opterećenja .....	57
Slika 51. Ekssergijska destrukcija i ekssergijska učinkovitost ventila za smanjenje tlaka pare .	58

Slika 52. Destrukcija eksergije ventila za smanjenje tlaka pare pri promjenama okolne temperature [39] .....	59
Slika 53. Eksergijska učinkovitost ventila za smanjenje tlaka pare pri promjeni temperature okoline [39] .....	60
Slika 54. Energijska i eksergijska učinkovitost brodskog parnoturbinskog postrojenja [37] ..	61
Slika 55. Energijski tokovi brodskog parnoturbinskog postrojenja, stajanje u luci [37] .....	62
Slika 56. Eksergijski tokovi brodskog parnoturbinskog postrojenja 83,00 min <sup>-1</sup> [37] .....	63
Slika 57. Sankyjev dijagram parnoturbinskog postrojenja na 83,00 min <sup>-1</sup> , energetski tokovi [37].....	63
Slika 58. Sankyjev dijagram parnoturbinskog postrojenja na 83,00 min <sup>-1</sup> , eksergijski tokovi [37] .....	64

## POPIS TABLICA

Tablica 1. Karakteristike broda [1].....	3
Tablica 2. Karakteristike glavne napojne pumpe [9] .....	17
Tablica 3. Karakteristike brodskog generatora [37].....	24
Tablica 4. Vrijednosti tlakova, temperatura i masenih protoka za različita opterećenja [39]..	55

## POPIS KRATICA

### Latinične oznake

$d$	diferencijal
$E$	energija, kJ
$\dot{E}$	energijski tok, kW
$\dot{E}l$	gubici energijskog toka, kW
$ex$	specifična eksergija, kJ/kg
$\dot{E}x$	eksergijski tok, kW
$\dot{E}xd$	gubici eksergijskog toka, kW
$\dot{E}xQ$	eksergijski tok prenesen toplotom, kW
$\dot{E}xP$	eksergijski tok prenesen mehaničkim radom, kW
$g$	ubrzanje sile teže, m/s <sup>2</sup>
$h$	specifična entalpija, kJ/kg
$H$	molna specifična entalpija, kJ/mol
$HHV$	gornja ogrijevna vrijednost goriva, kJ/kg
$m$	masa, kg
$\dot{m}$	maseni protok, kg/s
$m_N$	maseni udio goriva, kg/kg
$M_N$	broj molova, kg/mol
$N_N$	molni udio
$p$	tlak, MPa
$P$	snaga, kW
$q$	specifična toplota, kJ/kg
$Q$	toplina, kJ
$\dot{Q}$	toplinski tok, kW
$\dot{Q}_p$	dobava pumpe, kg/h
$s$	specifična entropija, kJ/kgK
$S$	entropija, kJ/K
$t$	temperatura, °C
$T$	temperatura, °K
$u$	specifična unutarnja energija, kJ/kg



$U$	unutarnja energija, kJ
$v$	specifični volumen, m <sup>3</sup> /kg
$V$	volumen, m <sup>3</sup>
$w$	specifični rad, kJ/kg
$W$	rad, kJ

*Grčka slova*

$\Delta$	veličina promjene
$\eta_I$	energijska učinkovitost
$\eta_{II}$	eksergijska učinkovitost

*Subskripti i superskripti*

ch	kemijski
GT	glavna turbina
N	broj oduzimanja s glavne pogonske turbine
NT	niskotlačna turbina
0	stanje okoline
P	pumpa
TG	turbogenerator
VT	visokotlačna turbina
x	matematička funkcija, prirodni logaritam (ln $x$ )

*Kratice*

HC	hydro-carbons
HFO	teško gorivo
LNG	ukapljeni prirodni plin
max	maksimalni
MCR	maximum continuous rating
NCR	normal continuous rating
NM	nautičke milje