

ANALIZA I OPTIMIRANJE PRELIMINARNE KONSTRUKCIJE TURBINE S RADIJALNIM ULAZOM RADNOG FLUIDA

Đuretković, Mislav

Master's thesis / Specijalistički diplomski stručni

2025

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:128:920277>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-27**



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
Karlovac University of Applied Sciences

Repository / Repozitorij:

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



zir.nsk.hr



DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJI

VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
STROJARSKI ODJEL
Stručni diplomski studij strojarstva

Mislav Đuretković

**ANALIZA I OPTIMIRANJE
PRELIMINARNE KONSTRUKCIJE
TURBINE S RADIJALNIM
ULAZOM RADNOG FLUIDA**

Diplomski rad

Karlovac, 2025.

VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
STROJARSKI ODJEL
Stručni diplomski studij strojarstva

**ANALIZA I OPTIMIRANJE
PRELIMINARNE KONSTRUKCIJE
TURBINE S RADIJALNIM
ULAZOM RADNOG FLUIDA**

Diplomski rad

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

Student: Mislav Đuretković

MB: 0035196365

Karlovac, 2025.



VELEUČILIŠTE U KARLOVCU
Karlovac University of Applied Sciences

Klasa:
602-07/___-01/___

Ur.broj:
2133-61-04-___-01

Datum:

ZADATAK ZAVRŠNOG / DIPLOMSKOG RADA

* Ime i prezime	Mislav Đuretković		
OIB / JMBG			
Adresa			
Tel. / Mob./e-mail			
Matični broj studenta			
JMBAG			
Studij (staviti znak X ispred odgovarajućeg studija)	preddiplomski	specijalistički diplomski	
Naziv studija	Stručni diplomski studij strojarstva		
Godina upisa	2021.		
Datum podnošenja molbe			
Vlastoručni potpis studenta/studentice			

* Naslov teme na hrvatskom:

ANALIZA I OPTIMIRANJE PRELIMINARNE KONSTRUKCIJE TURBINE S RADIJALNIM ULAZOM RADNOG FLUIDA

* Naslov teme na engleskom:

ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF A PRELIMINARY DESIGN OF A RADIAL-INFLOW TURBINE

Opis zadatka:

Zadatak diplomskog rada je analiza i optimizacija preliminarne konstrukcije turbine s radijalnim ulazom radnog fluida (u daljnjem tekstu radijalna turbina) u geotermalnoj elektrani. Tehničke karakteristike geotermalnog polja su sljedeće: temperatura i tlak geotermalnog fluida iznose 120°C i 15 bara, a maseni protok je 100 kg/s. Geotermalna elektrana je izvedena kao osnovna konfiguracija Rankineovog ciklusa sa organskim fluidom (u daljnjem tekstu ORC). Radni fluid je R1234yf. Radne karakteristike ORC-a su: tlak radnog fluida je manji od kritičnog, temperatura kondenzacije je 35°C, vrijednost minimalne temperaturne razlike između geotermalnog fluida i radnog fluida iznosi 10°C (na ulazu u isparivač), vrijednost minimalne temperaturne razlike (pinch point) kondenzatora je 8°C. Stupanj pothlađenja radnog fluida iznosi 2°C. Zadatak riješiti upotrebom programskog paketa EES (Engineering Equation Solver), a za optimiranje koristiti genetski algoritam. U okviru ovog diplomskog rada potrebno je provesti analizu utjecaja određenih parametara ORC-a i radijalne turbine na optimalnu radnu točku i učinkovitost te veličinu radijalne turbine. Funkcija cilja optimizacije je neto dobivena snaga postrojenja. Nezavisni parametri optimizacije su tlak na ulazu u turbinu, stupanj pregrijanja pare, specifična brzina turbine, izentropski omjer brzina turbine te kut lopatice na ulazu u turbinu.

Mentor:

Predsjednik Ispitnog povjerenstva:

IZJAVA

Izjavljujem da sam diplomski rad izradio samostalno koristeći znanje i vještine stečene tijekom studija te navedenu stručnu literaturu. Zahvaljujem mentoru dr. sc. Nenadu Mustapiću na pomoći i savjetima prilikom izrade diplomskog rada.

Karlovac, _____

Potpis: _____

SAŽETAK

U ovom diplomskom radu opisan je matematički model za proračun preliminarne konstrukcije turbine s radijalnim ulazom radnog fluida (u daljnjem tekstu radijalna turbina) za rad u geotermalnoj elektrani. Elektrana je izvedena kao jednostavni Rankine-ov ciklus s organskim radnim fluidom (u daljnjem tekstu ORC). Definirani matematički model za preliminaru konstrukciju radijalne turbine uključen je u matematički model geotermalnog ORC postrojenja u svrhu provođenja istovremene optimizacije parametara ORC-a i radijalne turbine. Funkcija cilja optimizacije je neto dobivena snaga postrojenja. Optimizacija je provedena za 6 kombinacija neovisnih varijabli optimizacije za slučaj da radijalna turbina nema difuzor i za slučaj da radijalna turbina ima difuzor. Proračun i optimiranje izvedeni su u programskom paketu EES (Engineering Equation Solver). Proračunom su definirane preliminarne vrijednosti geometrijskih veličina turbine. Analizom rezultata utvrđen je utjecaj pojedinih ulaznih varijabli na optimalnu radnu točku radijalne turbine i ORC-a, te na veličinu i učinkovitost turbine.

Ključne riječi: turbina s radijalnim ulazom radnog fluida, preliminarne konstrukcija, ORC, optimizacija

SUMMARY

In this master's thesis, a mathematical model for preliminary design of a radial-inflow turbine (RIT) in a geothermal power plant is defined. The power plant is designed as a simple Rankine cycle with an organic working fluid (Organic Rankine Cycle, ORC). The defined mathematical model for the preliminary design of the RIT is integrated in the mathematical model of the geothermal ORC plant for the purpose of conducting simultaneous optimization of the parameters of the ORC and the RIT. The optimization objective function is the nett generated power of the plant. The optimization was carried out for 6 combinations of independent optimization variables for a turbine with a diffuser and a turbine without a diffuser. Calculations and optimization were performed using EES (Engineering Equation Solver) software. Preliminary values of the turbine geometry were defined by the calculation. The analysis of the results determined the influence of individual input variables on the optimal operating point of the RIT and ORC, as well as the influence on the size and efficiency of the turbine.

Key words: radial inflow turbine, preliminary design, ORC, optimization.

SADRŽAJ

IZJAVA.....	IV
SAŽETAK.....	V
SUMMARY	VI
SADRŽAJ	VII
POPIS SLIKA	VIII
POPIS TABLICA.....	X
POPIS OZNAKA	XI
1. UVOD.....	1
2. TEORIJSKE OSNOVE	3
2.1. Osnove proračuna za preliminarnu konstrukciju radijalne turbine.....	3
2.2. Opis algoritma matematičkog modela za preliminarni proračun.....	8
2.2.1. Opis algoritma za modeliranje rotora	10
2.2.2. Opis algoritma za modeliranje statora	13
2.2.3. Opis algoritma za modeliranje ulaznog kanala.....	15
2.2.4. Opis algoritma za modeliranje difuzora.....	16
2.3. Modeliranje gubitaka	17
2.3.1. Gubici u rotoru	18
2.3.1.1. Gubitak upadnog kuta (engleski: „incidence loss“).....	19
2.3.1.2. Gubitak u rotorskim lopaticama (engleski: „passage loss“)	19
2.3.1.3. Gubitak zbog curenja fluida kroz zazore (engleski: „tip clearance loss“) ...	19
2.3.1.4. Gubitak zbog trenja diska (engleski: „disc friction loss“).....	20
2.3.1.5. Gubitak na izlaznom rubu rotorske lopatice (engleski: „trailing edge loss“)	20
2.3.1.6. Gubitak izlazne kinetičke energije (engleski: „exit kinetic energy loss“) ...	20
2.3.2. Gubitak u statoru	20
2.3.3. Gubitak u ulaznom kanalu (spiralnom kućištu).....	20
3. POSTAVKA ZADATKA.....	21
4. RAZRADA ZADATKA I ANALIZA DOBIVENIH REZULTATA.....	22
4.1. Postavke optimizacije	22
4.2. Rezultati optimizacije	27
4.2.1. Rezultati optimizacije bez difuzora	27
4.2.2. Rezultati optimizacije sa difuzorom	33
4.3. Analiza rezultata optimizacije.....	39
4.4. Parametarska analiza.....	44
5. ZAKLJUČAK.....	71
LITERATURA.....	73
PRILOZI.....	76
A. POPIS IZRAZA ALGORITMA ZA PRORAČUN RADIJALNE TURBINE.....	76
B. CRTANJE KONTURE STATORSKIH LOPATICA	98

POPIS SLIKA

Slika 1.	Shema geotermalne elektrane.....	1
Slika 2.	Presjek radijalne turbine – prilagođeno iz [4]	3
Slika 3.	h-s dijagram promjene stanja fluida prolaskom kroz turbinu.....	4
Slika 4.	Trokuti brzina rotora turbine na: a) ulazu rotora s radijalno usmjerenim lopaticama, b) ulazu rotora s povijenim lopaticama, c) izlazu rotora. Prilagođeno iz [3].	5
Slika 5.	Ovisnost stupnja djelovanja i omjera brzina vs o N_s [4].....	6
Slika 6.	Dijagram toka – modeliranje radijalne turbine.....	9
Slika 7.	Presjek rotora u meridijalnom pogledu	11
Slika 8.	Dijagram toka – modeliranje rotora	12
Slika 9.	Statorske lopatice – prilagođeno iz [8].....	13
Slika 10.	Dijagram toka – modeliranje statora	14
Slika 11.	Dijagram toka – modeliranje ulaznog kanala.....	15
Slika 12.	Skica ulaznog kanala (spiralnog kućišta) [3]	16
Slika 13.	Dijagram toka – modeliranje difuzora.....	16
Slika 14.	Skica difuzora – Prilagođeno iz [4].....	17
Slika 15.	Gubici u rotoru – prilagođeno iz [12].....	18
Slika 16.	Genetski algoritam – EES	22
Slika 17.	Genetski algoritam – varijable	23
Slika 18.	Izbornik „Variable info“.....	24
Slika 19.	Izbornik za linearnu regresiju.....	25
Slika 20.	Isječak parametarske tablice za linearnu regresiju	26
Slika 21.	Usporedba dobivenih vrijednosti neto snage postrojenja.....	40
Slika 22.	Usporedba dobivenih vrijednosti stupnja korisnosti turbine.....	41
Slika 23.	Usporedba vrijednosti d_4	42
Slika 24.	Raspodjela gubitaka kao postotak ukupnih gubitaka - bez difuzora.....	43
Slika 25.	Raspodjela gubitaka kao postotak ukupnih gubitaka – s difuzorom	43
Slika 26.	$W_{net} = f(N_s, v_s)$	44
Slika 27.	$\eta_t = f(N_s, v_s)$	44
Slika 28.	$d_4 = f(N_s, v_s)$	45
Slika 29.	$N_t = f(N_s, v_s)$	45
Slika 30.	$M_3 = f(N_s, v_s)$	46
Slika 31.	$\Delta h_{rot,i} = f(N_s, v_s)$	46
Slika 32.	$\Delta h_{rot,pa} = f(N_s, v_s)$	47
Slika 33.	$\Delta h_{rot,cl} = f(N_s, v_s)$	47
Slika 34.	$\Delta h_{rot,w} = f(N_s, v_s)$	48
Slika 35.	$\Delta h_{rot,te} = f(N_s, v_s)$	48
Slika 36.	$\Delta h_e = f(N_s, v_s)$	49
Slika 37.	$\Delta h_{st} = f(N_s, v_s)$	49
Slika 38.	$\Delta h_{vol} = f(N_s, v_s)$	50
Slika 39.	$W_{net} = f(N_s, \beta_{4r,blade})$	50
Slika 40.	$\eta_t = f(N_s, \beta_{4r,blade})$	51
Slika 41.	$N_t = f(N_s, \beta_{4r,blade})$	51
Slika 42.	$d_4 = f(N_s, \beta_{4r,blade})$	52
Slika 43.	$M_3 = f(N_s, \beta_{4r,blade})$	52
Slika 44.	$\Delta h_{rot,i} = f(N_s, \beta_{4r,blade})$	53

Slika 45.	$\Delta h_{rot,pa} = f(N_S, \beta_{4r,blade})$	53
Slika 46.	$\Delta h_{rot,cl} = f(N_S, \beta_{4r,blade})$	54
Slika 47.	$\Delta h_{rot,w} = f(N_S, \beta_{4r,blade})$	54
Slika 48.	$\Delta h_{rot,te} = f(N_S, \beta_{4r,blade})$	55
Slika 49.	$\Delta h_e = f(N_S, \beta_{4r,blade})$	55
Slika 50.	$\Delta h_{st} = f(N_S, \beta_{4r,blade})$	56
Slika 51.	$W_{net} = f(N_S, \alpha_{4r})$	57
Slika 52.	$\eta_t = f(N_S, \alpha_{4r})$	57
Slika 53.	$N_t = f(N_S, \alpha_{4r})$	58
Slika 54.	$d_4 = f(N_S, \alpha_{4r})$	58
Slika 55.	$M_3 = f(N_S, \alpha_{4r})$	59
Slika 56.	$\Delta h_{rot,i} = f(N_S, \alpha_{4r})$	59
Slika 57.	$\Delta h_{rot,pa} = f(N_S, \alpha_{4r})$	60
Slika 58.	$\Delta h_{rot,cl} = f(N_S, \alpha_{4r})$	60
Slika 59.	$\Delta h_{rot,w} = f(N_S, \alpha_{4r})$	61
Slika 60.	$\Delta h_{rot,te} = f(N_S, \alpha_{4r})$	61
Slika 61.	$\Delta h_e = f(N_S, \alpha_{4r})$	62
Slika 62.	$\Delta h_{st} = f(N_S, \alpha_{4r})$	62
Slika 63.	$\Delta h_{vol} = f(N_S, \alpha_{4r})$	63
Slika 64.	$W_{net} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	63
Slika 65.	$\eta_t = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	64
Slika 66.	$N_t = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	64
Slika 67.	$d_4 = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	65
Slika 68.	$M_3 = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	65
Slika 69.	$\Delta h_{rot,i} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	66
Slika 70.	$\Delta h_{rot,pa} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	66
Slika 71.	$\Delta h_{rot,cl} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	67
Slika 72.	$\Delta h_{rot,w} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	67
Slika 73.	$\Delta h_{rot,te} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	68
Slika 74.	$\Delta h_e = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	68
Slika 75.	$\Delta h_{st} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	69
Slika 76.	$\Delta h_{vol} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$	69
Slika 77.	Kontura statorske lopatice [4]	98
Slika 78.	Kontura lopatice u EES-u.....	99
Slika 79.	Zakrenuta lopatica [4]	100
Slika 80.	Kontura zakrenute lopatice u EES-u	101
Slika 81.	Konture dvije susjedne statorske lopatice	102

POPIS TABLICA

Tablica 1. Radne karakteristike ORC-a.....	24
Tablica 2. Kombinacije neovisnih parametara optimizacije	25
Tablica 3. Raspon vrijednosti neovisnih varijabli	26
Tablica 4. Rezultati optimizacije – slučaj 1a.....	28
Tablica 5. Rezultati optimizacije – slučaj 2a.....	29
Tablica 6. Rezultati optimizacije – slučaj 3a.....	30
Tablica 7. Rezultati optimizacije – slučaj 4a.....	31
Tablica 8. Rezultati optimizacije – slučaj 5a.....	32
Tablica 9. Rezultati optimizacije – slučaj 6a.....	33
Tablica 10. Rezultati optimizacije – slučaj 1b	34
Tablica 11. Rezultati optimizacije – slučaj 2b	35
Tablica 12. Rezultati optimizacije – slučaj 3b	36
Tablica 13. Rezultati optimizacije – slučaj 4b	37
Tablica 14. Rezultati optimizacije – slučaj 5b	38
Tablica 15. Rezultati optimizacije – slučaj 6b	39
Tablica 16. Usporedni prikaz rezultata optimizacije.....	40

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A	m^2	protočna površina
AR_{diff}	-	omjer izlazne i ulazne protočne površine difuzora
b	m	visina statorske/rotorske lopatice
BL	-	faktor opterećenja statorskih lopatica
c	m/s	apsolutna brzina toka fluida
C_a	$1/m^2$	aksijalni koeficijent
c_d	m	duljina radijalne tetive statorske lopatice
c_m	m/s	meridijalna komponenta apsolutne brzine toka fluida
c_{n3}	m	duljina tetive statorske lopatice
$control$	-	kontrolni omjer pobudne i prirodne frekvencije
$C_{p,diff}$	-	statički faktor porasta tlaka u difuzoru
C_r	$1/m^2$	radijalni koeficijent
c_t	m/s	tangencijalna komponenta apsolutne brzine toka fluida
d	m	promjer
d_{max}	m	najveći promjer turbine
E	kPa	Young-ov modul
f_{nozzle}	Hz	frekvencija pobude statorskih lopatica
h	kJ/kg	specifična entalpija
i_n	°	optimalni upadni kut na ulazu u statorske lopatice
inc	°	upadni kut
k_B	-	faktor blokade toka
k_f	-	koeficijent okretnog momenta za strujanje fluida
K_{st}	-	koeficijent statorskog gubitka
L	m	duljina
M	-	Machov broj
\dot{m}_{geo}	kg/s	maseni protok geotermalnog fluida
m_{wf}	kg/s	maseni protok radnog fluida
N_S	-	specifična brzina turbine
N_t	min^{-1}	brzina vrtnje
$On3$	m	širina grla statora
OS_3	-	omjer širine grla i koraka lopatica na izlazu statora
p	bar	tlak
p_{atm}	bar	okolišni tlak
p_{geo}	bar	tlak geotermalnog fluida
p_{max}	bar	maksimalni tlak u ciklusu (tlak na ulazu u turbinu)
r	m	polumjer
$RATIO_{A5-A4}$	-	omjer izlazne i ulazne protočne površine rotora

$RATIO_{cm5-cm4}$	-	omjer meridijalnih brzina na izlazu i ulazu rotora
$RATIO_{hub-inlet}$	-	omjer polumjera bubnja i ulaza rotora
$RATIO_{hub-shroud}$	-	omjer polumjera bubnja i plašta rotora
$RATIO_{shroud-inlet}$	-	omjer polumjera plašta i ulaza rotora
$RATIO_{Z-b4}$	-	omjer aksijalne duljine i visine lopatice na ulazu rotora
Re	-	Reynolds-ov broj
r_h	m	polumjer bubnja rotora
r_{max}	m	najveći polumjer turbine
r_s	m	polumjer plašta rotora (vrha lopatica)
r_{vol}	m	polumjer protočne površine na ulazu u spiralno kućište (ulazni kanal)
s	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	specifična entropija
SC	-	koeficijent vrtloženja
$SLIP$	-	faktor klizanja
s_n	m	korak statorskih lopatica
SS	m/s	brzina zvuka
T	$^{\circ}\text{C}$	temperatura
$T_{air,in}$	$^{\circ}\text{C}$	temperatura zraka na ulazu u kondenzator
t_b	m	debljina lopatice
T_{cond}	$^{\circ}\text{C}$	temperatura kondenzacije
$T_{geo,in}$	$^{\circ}\text{C}$	ulazna temperatura geotermalnog fluida
T_{pp}	$^{\circ}\text{C}$	minimalna temperaturna razlika između geotermalnog fluida i radnog fluida
u	m/s	Obodna brzina
w	m/s	relativna brzina toka fluida
w_m	m/s	meridijalna komponenta relativne brzine toka fluida
W_{net}	kW	neto snaga postrojenja
W_{out}	kW	snaga turbine
w_t	m/s	tangencijalna komponenta relativne brzina toka fluida
Z	m	aksijalna duljina rotora
Z_r	-	broj rotorskih lopatica
Z_s	-	broj statorskih lopatica
α_r	$^{\circ}$	apsolutni kut toka fluida (u odnosu na radijalni smjer)
α_t	$^{\circ}$	apsolutni kut toka fluida (u odnosu na tangencijalni smjer)
γ	-	kut ugradnje statorske lopatice
Γ_{rotor}	-	omjer meridijalnih brzina rotora
Δh_{act}	kJ/kg	Stvarni pad entalpije u turbini
Δh_e	kJ/kg	gubitak izlazne kinetičke energije
Δh_{id}	kJ/kg	idealni (izentropski) pad entalpije
$\Delta h_{loss,rot}$	kJ/kg	ukupni gubitak u rotoru
$\Delta h_{loss,tot}$	kJ/kg	ukupni gubitak

$\Delta h_{rot,cl}$	kJ/kg	gubitak zbog curenja fluida kroz zazor
$\Delta h_{rot,i}$	kJ/kg	gubitak upadnog kuta
$\Delta h_{rot,pa}$	kJ/kg	gubitak u rotorskim lopaticama
$\Delta h_{rot,te}$	kJ/kg	gubitak izlaznog ruba
$\Delta h_{rot,w}$	kJ/kg	gubitak trenja diska
Δh_{st}	kJ/kg	gubitak u statoru
Δh_{vol}	kJ/kg	gubitak u ulaznom kanalu
$\Delta p_{0,rel}$	Pa	relativni gubitak tlaka
Δp_{diff}	bar	porast tlaka u difuzoru
ΔT_{cond}	°C	minimalna temperaturna razlika (pinch point) kondenzatora
ΔT_{SC}	°C	stupanj pothlađenja kapljevine
ΔT_{SH}	°C	stupanj pregrijanja pare
ε_a	m	aksijalni zazor
ε_b	m	bazni zazor
ε_r	m	radijalni zazor
η_{ts}	-	stupanj korisnosti turbine
μ	kg/(m·s)	viskoznost
ν	-	Poisson-ov faktor
ν_S	-	izentropski omjer brzina
ζ	-	omjer brzina rotora
ρ	kg/m ³	gustoća
ρ_{steel}	kg/m ³	gustoća čelika
σ	-	krutost statorskih lopatica
σ_r	kPa	elastično naprezanje rotorskih lopatica
$\sigma_{r,dop}$	kPa	dopušteno naprezanje
σ_γ	kPa	granica elastičnosti
ψ	-	koeficijent opterećenja turbinskog stupnja
ω	s ⁻¹	kutna brzina vrtnje
ω_{rotor}	Hz	prirodna frekvencija rotora
β_{blade}	°	kut rotorske lopatice
β_r	°	relativni kut toka fluida (u odnosu na radijalni smjer)
β_t	°	relativni kut toka fluida (u odnosu na tangencijalni smjer)
ϕ	-	koeficijent toka
θ_{diff}	°	kut divergencije difuzora

Indeks

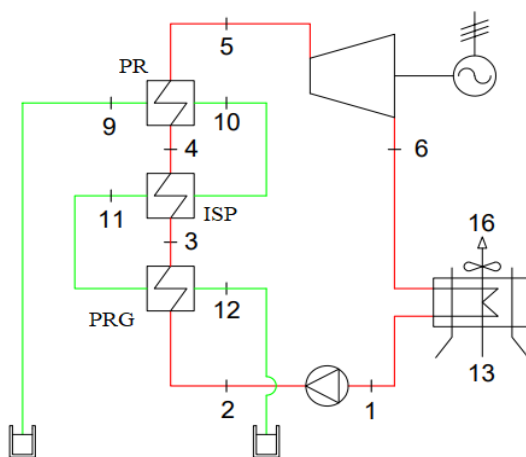
Opis

0	stagnacijska (totalna) veličina
1	ulaz u turbinu
2	ulaz u statorske lopatice
3	izlaz iz statorskih lopatica
4	ulaz u rotorske lopatice
5	izlaz iz rotorskih lopatica

<i>6</i>	izlaz iz difuzora
<i>diff</i>	difuzor
<i>guess</i>	početna pretpostavka vrijednosti
<i>id</i>	idealno/izentropski
<i>iz</i>	izlazno
<i>novo</i>	nova vrijednost za iteraciju
<i>rel</i>	relativno
<i>rot</i>	rotor
<i>s</i>	izentropski
<i>ss</i>	nadzvučno strujanje
<i>st</i>	stator
<i>ul</i>	ulazno
<i>vol</i>	ulazni kanal (spiralno kućište)

1. UVOD

Rankine-ov ciklus s organskim radnim fluidom (engleski: „Organic Rankine Cycle“, u daljnjem tekstu ORC) je pouzdana tehnologija za dobivanje električne energije iz izvora topline nižih temperatura kao što su geotermalni izvori, izgaranje biomase i otpadna toplina industrijskih procesa. ORC funkcionira poput Rankine-ovog ciklusa parne turbine samo što umjesto vodene pare koristi razne vrste organskih fluida. Značajna svojstva organskih fluida su niski tlak i temperatura isparavanja te velika molekularna masa. Upravo ta svojstva čine ORC prikladnim za iskorištavanje nisko-temperaturnih izvora topline.



Slika 1. Shema geotermalne elektrane

Na slici 1 prikazana je shema geotermalne elektrane na bazi jednostavnog ORC-a kakva se razmatra u ovom radu. Zelena linija predstavlja tok geotermalnog fluida, a crvena radnog organskog fluida. Pumpa tlači kapljevinau od stanja 1 do stanja 2 koja se zatim u predgrijaču zagrijava do stanja 3 (vrela kapljevina). U isparivaču vrela kapljevina isparava do stanja 4 (suhozasićena para). Nakon toga se u pregrijaču daljnjim dovođenjem topline para dovodi u stanje 5 (pregrijana para). Prilikom dosad navedenih promjena stanja radni fluid sav toplinski tok primio je od geotermalnog fluida (vode) koji je promijenio stanje od stanja 9 do 12 kako je prikazano na shemi postrojenja. Nakon pregrijača, para stanja 5 ulazi u turbinu (ili neki drugi ekspanzijski stroj) gdje ekspanzira do stanja 6. Nakon ekspanzije para kondenzira u zrakom hlađenom kondenzatoru do stanja 1. prilikom kondenzacije radni fluid predaje toplinski tok zraku koji mijenja stanje od stanja 13 do stanja 16.

Uobičajeni modeli za proračun ORC-a u stručnoj literaturi koriste se za provođenje proračuna ORC postrojenja u projektnom režimu rada prilikom čega se definiraju važne karakteristike postrojenja i dimenzije komponenti. Nakon toga provodi se i analiza van-projektnih režima rada. Prilikom toga utjecaj ekspanzijskog stroja uzet je u obzir samo fiksnim stupnjem korisnosti zadanim u proračunu.

No ipak postoji više istraživanja u stručnoj literaturi koja modeliraju ekspanzijski uređaj i procjenjuju njegov stupanj korisnosti na temelju ulaznih parametara iz ORC-a.

Autori u stručnoj literaturi [1] proveli su odabir optimalnog radnog fluida za slučaj sa fiksnim stupnjem korisnosti turbine i sa stupnjem korisnosti dobivenim iz modela za preliminarni proračun. Rezultati autora u stručnoj literaturi [1] pokazuju da se uključanjem modela turbine promijenio optimalni radni fluid i neto snaga postrojenja, a stupnjevi korisnosti turbine razlikovali su se i do 11% za pojedine radne fluide.

Autori u stručnoj literaturi [2] proveli su analizu van-projektnih režima rada za slučaj sa konstantnim stupnjem korisnosti ekspanzijskog stroja i sa proračunatim stupnjem korisnosti. Rezultati su pokazali da zadavanje konstantnog stupnja korisnosti dovodi do podcjenjivanja neto dobivene snage u iznosima do 17%.

Autor u stručnoj literaturi [3] usporedio je rezultate analize ORC-a sa zadanim stupnjem korisnosti i sa uključenim modelom za preliminarni proračun te je proveo istovremenu optimizaciju parametra i ORC-a i radijalne turbine. Analize sa uključenim modelom turbine pokazale su niže vrijednosti stupnja korisnosti postrojenja i drugačije optimalne radne točke.

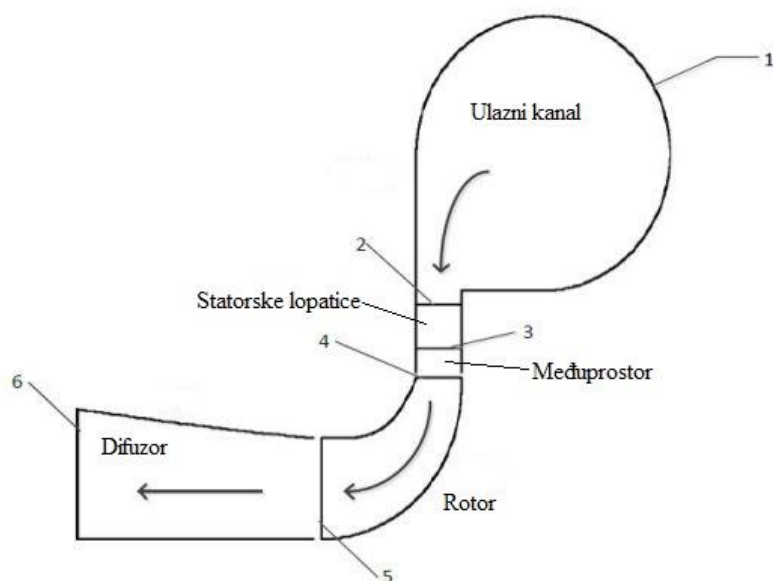
Gore navedena (i više drugih) istraživanja pokazuju važnost istovremenog modeliranja ORC-a i radijalne turbine te predviđanja točnijeg stupnja korisnosti, stoga se u ovom diplomskom radu koristi takav pristup.

2. TEORIJSKE OSNOVE

2.1. Osnove proračuna za preliminarnu konstrukciju radijalne turbine

Proračunom za preliminarnu konstrukciju radijalne turbine određuju se pogonske i geometrijske veličine turbine. Matematičkim modelom za preliminarnu konstrukciju ne opisuje se stanje radnog fluida niti definira geometrija u svakoj točki turbine nego samo u određenim karakterističnim točkama. U ovom radu karakteristične točke su ulaz i izlaz iz pojedinih komponenti radijalne turbine (Slika 2), a to su točke koje se najčešće koriste i u stručnoj literaturi. Temeljne jednačbe kojima se računaju i povezuju veličine u različitim karakterističnim točkama su zakoni termodinamike i mehanike fluida poput zakona o očuvanju mase, zakona o očuvanju energije i zakona o očuvanju kutne količine gibanja. Uz to koristi se Euler-ova jednačba turbostroja izvedena za rotor radijalne turbine (izraz (1)). Također se koriste bezdimenzijske veličine te jednačbe i izrazi temeljeni na preporukama i eksperimentalnim podacima iz stručne literature.

$$\Delta h_{act} = u_4 c_{t4} - u_5 c_{t5} \quad (1)$$



Slika 2. Presjek radijalne turbine – prilagođeno iz [4]

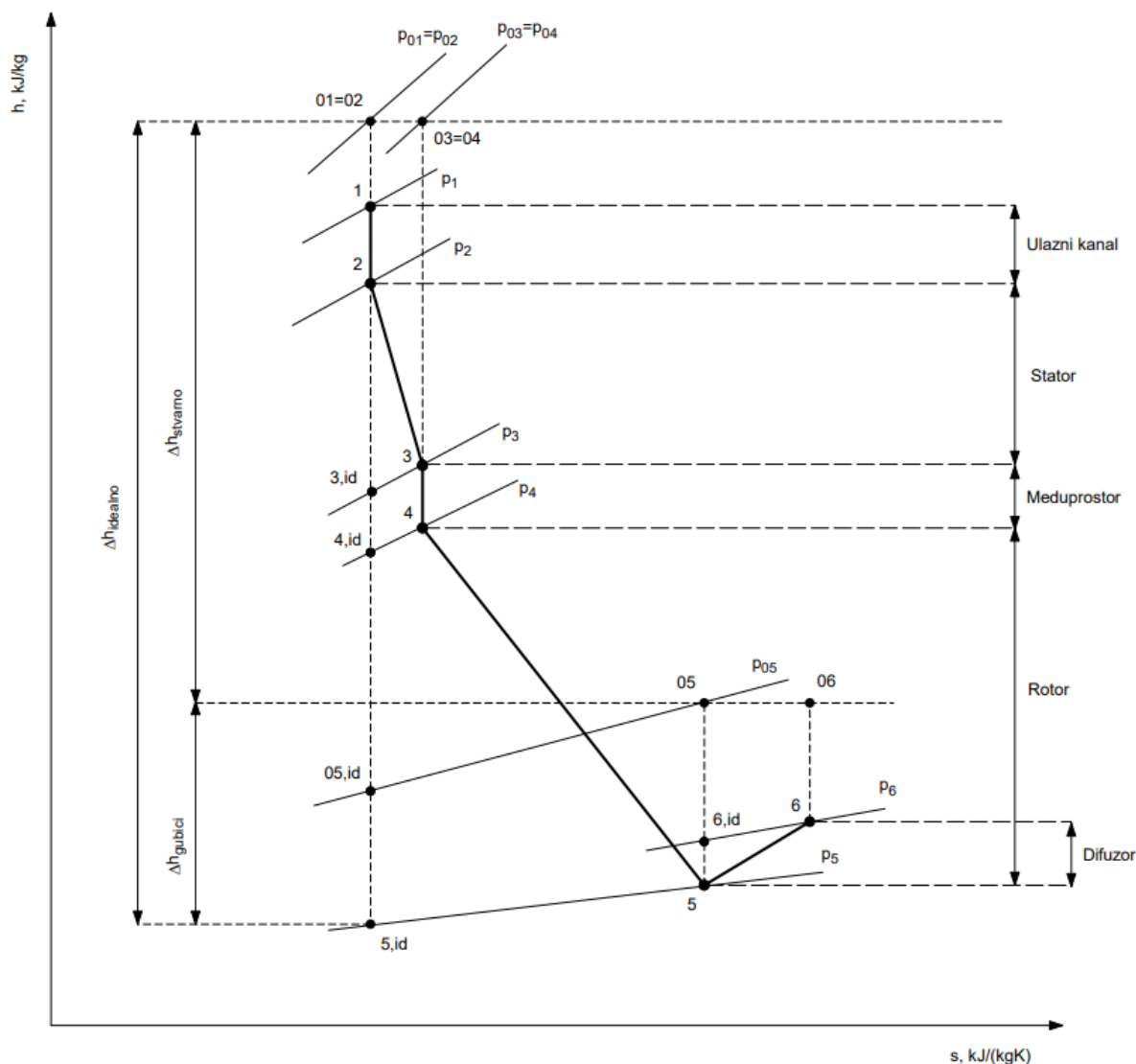
Na slici 3 su prikazane promjene stanja radnog fluida kroz karakteristične točke radijalne turbine u h - s dijagramu. Pretpostavljena je adijabatska promjena stanja. Na slici su označene točke sa stagnacijskim (totalnim) veličinama stanja (indeks koji počinje sa „0“). Veza između statičkih i

stagnacijskih veličina stanja dana je izrazom (2). Za adijabatsku promjenu stanja (ukoliko nema obavljanja rada) od neke karakteristične točke „x“ do neke karakteristične točke „y“ stagnacijska entalpija ostaje konstanta (izraz (3)). Izrazi (2) i (3) se često koriste za povezivanje i računanje drugih veličina stanja što čini stagnacijske veličine važnim elementom proračuna.

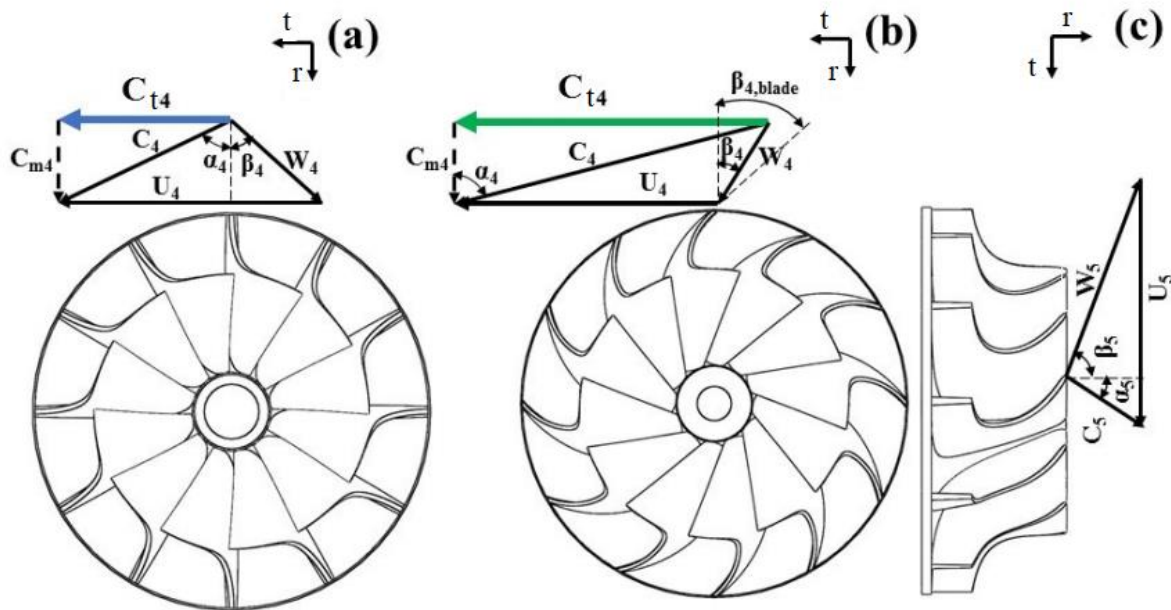
$$h_{0x} = h_x + \frac{c_x^2}{2} \quad (2)$$

$$h_{0x} = h_{0y} \quad (3)$$

Važne veličine koje se definiraju proračunom su i brzine i kutovi u trokutu brzina. Trokuti brzina za rotor prikazani su na slici 4.



Slika 3. h-s dijagram promjene stanja fluida prolaskom kroz turbinu



Slika 4. Trokuti brzina rotora turbine na: a) ulazu rotora s radijalno usmjerenim lopaticama, b) ulazu rotora s povijenim lopaticama, c) izlazu rotora. Prilagođeno iz [3].

Matematički model koji se najčešće koristi u stručnoj literaturi je model središnje strujnice (engleski: „mean-line design model“). Model se temelji na pretpostavci jednodimenzionalnog strujanja fluida, što znači da su termodinamičko stanje i brzina strujanja fluida konstantni u ravninama okomitima na strujnicu. Prema toj pretpostavci stanje fluida se mijenja samo u smjeru toka fluida po linijama koje prate konturu geometrije lopatica turbine, a središnja strujnica predstavlja srednju vrijednost svojstava fluida na svakom pojedinom promatranom protočnom presjeku. U stručnoj literaturi postoji više pristupa preliminarnom proračunu temeljenih na modelu središnje strujnice. Pristupi se uglavnom razlikuju po kombinaciji korištenih bezdimezijskih veličina i pretpostavki vrijednosti određenih veličina. U nastavku će biti ukratko opisane značajne razlike između tri najčešće korištena pristupa.

2.1.1. Pristup 1 - Aungier

Ovaj pristup je opisan u stručnoj literaturi [4]. Autor koristi specifičnu brzinu vrtnje N_s i izentropski omjer brzina v_s kao ulazne parametre za početak proračuna. Specifična brzina je definirana izrazom (4) gdje je Q_5 , volumenski protok na izlazu iz rotora, ω , kutna brzina vrtnje, a Δh_{id} , izentropski pad entalpije od stagnacijskog stanja na ulazu u turbinu do statičkog stanja na izlazu iz rotora. Specifična brzina se ne definira izrazom (4) nego se zadaje broječanom vrijednošću kao ulazni parametar proračuna.

$$N_s = \omega \cdot \frac{\sqrt{Q_5}}{(\Delta h_{id})^{0,75}} \quad (4)$$

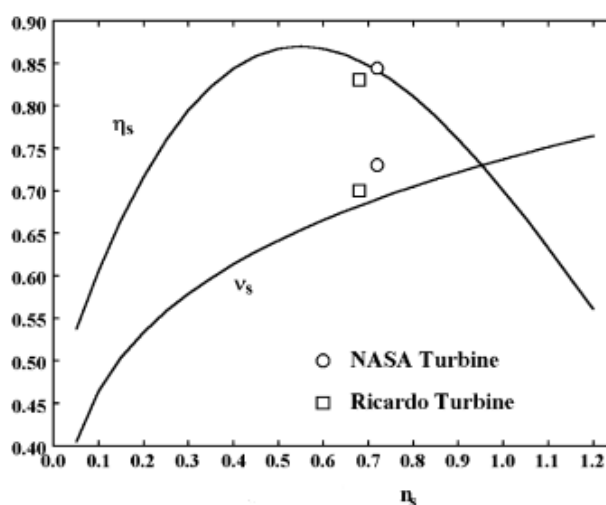
Omjer brzina v_s definiran je izrazom (5) gdje je C_s (izraz (7)), brzina na izlazu iz turbine koju bi radni fluid imao u slučaju da se sav izentropski pad entalpije pretvorio u kinetičku energiju (engleski: „spouting velocity“), a u_4 je obodna brzina na ulazu u rotor.

$$v_s = \frac{u_4}{C_s} \quad (5)$$

Omjer brzina v_s ne računa se pomoću izraza (5) nego je ulazni podatak proračuna. U stručnoj literaturi [4] dan je graf (Slika 5) koji prikazuje očekivane vrijednosti stupnja djelovanja turbine i omjera brzina v_s u ovisnosti o specifičnoj brzini N_s . Autor preporučuje da se biraju vrijednosti v_s koje odgovaraju grafu na slici 5. Te vrijednosti dobivaju se izrazom (6).

$$v_s = 0,737 \cdot N_s^{0,2} \quad (6)$$

$$C_s = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{id}} \quad (7)$$



Slika 5. Ovisnost stupnja djelovanja i omjera brzina v_s o N_s [4]

Za prvu iteraciju proračuna potrebno je pretpostaviti vrijednost stupnja korisnosti turbine. Autor koristi izraz (8) dobiven iz slike 5.

$$\eta_{ts} = 0,87 - 1,07(N_s - 0,55)^2 - 0,5(N_s - 0,55)^3 \quad (8)$$

Daljnijim proračunom definiraju se stanje fluida, trokuti brzina te geometrija turbine počevši od rotora, nakon čega slijedi proračun mlaznica te na kraju ulaznog kanala. Autor pretpostavlja da na

izlazu iz rotora nema vrtloženja te stoga nema tangencijalne komponente apsolutne brzine. Apsolutni kut toka na ulazu u rotor autor definiran je izrazom (9) koji je preporuka iz stručne literature [5]. Meridijalne brzine na ulazu i izlazu iz rotora autor povezuje izrazom (10).

$$\alpha_{4t} = 10,8 + 14,2N_s^2 \quad (9)$$

$$c_{m5} = c_{m4} \left[1 + 5 \left(\frac{b_4}{r_4} \right)^2 \right] \quad (10)$$

Nakon definiranja geometrije i potrebnih veličina stanja izračunaju se gubici te se dobiva nova vrijednost stupnja korisnosti koja uključuje gubitke. S tom novom vrijednosti provodi se nova iteracija proračuna do konvergencije na konačnu vrijednost.

2.1.2. *Pristup 2 - Moustapha*

Ovaj pristup je opisan u stručnoj literaturi [6]. Ulazni bezdimenzijski parametri su koeficijent opterećenja turbinskog stupnja ψ i koeficijent toka Φ . Koeficijent opterećenja turbinskog stupnja definiran je izrazom (11). Budući da se rotor konstruira tako da nema vrtloženja na izlazu ($c_{t5} = 0$), ili je ono jako malo, drugi član u izrazu (11) se zanemaruje.

$$\psi = \frac{c_{t4}}{u_4} - \varepsilon \frac{c_{t5}}{u_4} \quad (11)$$

Koeficijent toka definiran je izrazom (12). Važan parametar koji je potrebno definirati je i omjer meridijalnih brzina rotora ξ , koji je definiran izrazom (13).

$$\Phi = \frac{c_{m5}}{u_4} \quad (12)$$

$$\xi = \frac{c_{m4}}{c_{m5}} \quad (13)$$

Na temelju zadanih vrijednosti bezdimenzijskih parametara i njihovih definicija u izrazima (11)-(13) te trigonometrijskih odnosa definiraju se trokuti brzina na ulazu i izlazu iz rotora. Nakon toga se definira geometrija i termodinamičko stanje fluida rotoru i ostalim komponentama postupkom opisanim u [6].

2.1.3. *Pristup 3 – Whitfield i Baines*

Ovaj pristup je opisan u literaturi [7]. U ovom pristupu bezdimenzijski omjer snage S_w koristi se za izračun više značajnih parametara turbine, poput ekspanzijskog omjera, brzine vrtnje, temperature na izlazu rotora i apsolutne brzina toka na ulazu rotora izrazima opisanim u stručnoj literaturi [7]. Omjer snage definiran je izrazom (14).

$$S_w = \frac{W_{out}}{m_{wf} h_{01}} \quad (14)$$

Drugi važni ulazni parametri su omjer relativnih brzina W_R i omjer polumjera baze i plašta na izlazu rotora v_r koji su definirani izrazima (15) i (16).

$$W_R = \frac{W_{t5}}{W_4} \quad (15)$$

$$v_r = \frac{r_{h5}}{r_{s5}} \quad (16)$$

Za razliku od prethodna dva pristupa u ovom pristupu relativni kut toka fluida na ulazu i izlazu rotora se ne računaju nego se zadaju u optimalnom rasponu preporučenom u stručnoj literaturi [7].

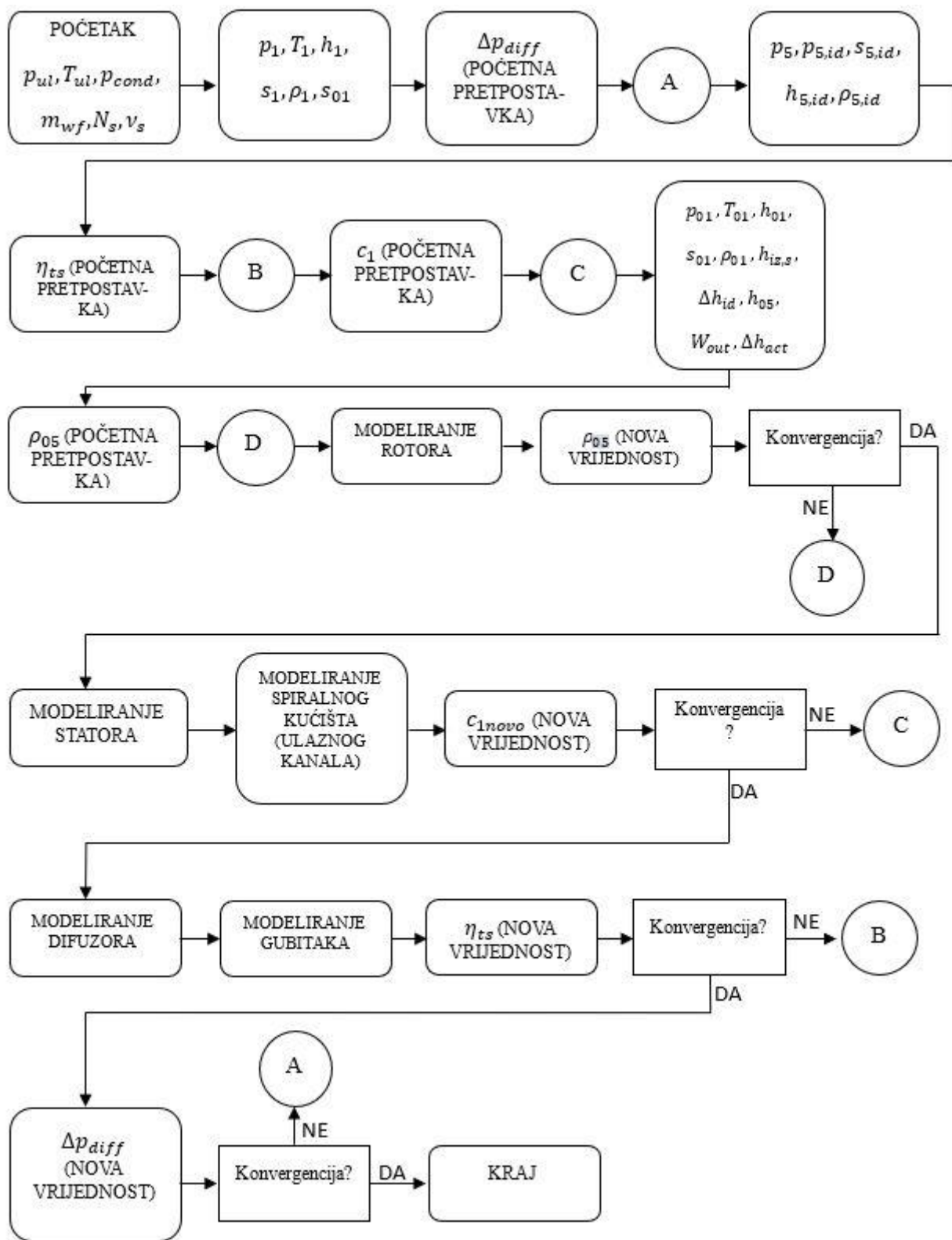
2.2. Opis algoritma matematičkog modela za preliminarni proračun

Matematički model u ovom radu temelji se na pristupu iz stručne literature [4].

Ulazni podaci potrebni za početak proračuna su sljedeći:

- radni fluid
- Statička temperatura na ulazu u turbinu, T_{ul} , °C
- Statički tlak na ulazu u turbinu, p_{ul} , bar
- Statički tlak kondenzatora, p_{cond} , bar
- Maseni protok radnog fluida, m_{wf} , kg/s
- Specifična brzina vrtnje, N_s
- Izentropski omjer brzina, v_s
- Kut rotorske lopatice na ulazu u rotor, $\beta_{4r,blade}$

Slika 6 prikazuje dijagram toka algoritma za preliminarni proračun radijalne turbine. Detaljan popis izraza korištenih u algoritmu nalazi se u prilogu A. Točke „A“-„D“ predstavljaju početne točke iteracijskih petlji za pojedine veličine čije vrijednosti nije moguće izravno izračunati na trenutnome mjestu u algoritmu pa se njihova točna vrijednost dobiva iteracijskim postupkom. Najznačajnije veličine za koje se provode najduže iteracijske petlje su porast tlaka u difuzoru Δp_{diff} , stupanj korisnosti turbine η_{ts} , apsolutna brzina toka fluida na ulazu u turbinu c_1 i stagnacijska gustoća na izlazu rotora ρ_{05} . Tijekom proračuna provode se iteracijski postupci i za druge veličine, a oni su vidljivi na dijagramima toka za pojedine komponente turbine.



Slika 6. Dijagram toka – modeliranje radijalne turbine

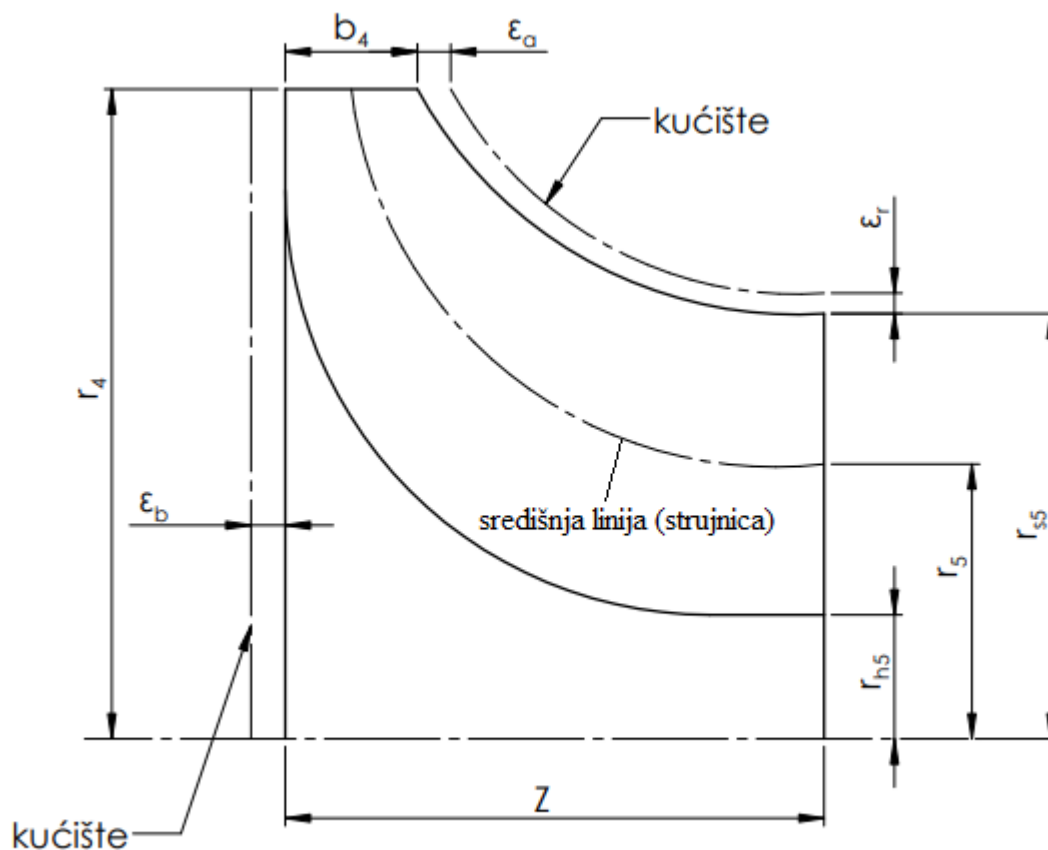
Proračun započinje definiranjem statičkih veličina stanja na ulazu u turbinu. Zatim se zadaje pretpostavka vrijednosti porasta tlaka u difuzoru Δp_{diff} iz čega se računa tlak na izlazu iz rotora,

p_5 (izrazi (A-8)-(A-10)). Ukoliko konstrukcija turbine ne zahtjeva difuzor, ne zadaje se Δp_{diff} , a tlak p_5 odgovara zadanom izlaznom (kondenzatorskom) tlaku te se ne provodi modeliranje difuzora i iteracijska petlja „A“ na slici 6. Nakon izračunavanja tlaka p_5 , definiraju se idealne veličine stanja (pretpostavka izentropske promjene stanja) na izlazu rotora. Zatim se zadaju početne pretpostavke za iteracijske postupke računanja stupnja korisnosti η_{ts} i apsolutne brzine toka fluida c_1 . Poznata vrijednost c_1 omogućava definiranje stagnacijskih veličina stanja iz poznatih statičkih, a η_{ts} se koristi za izračun stvarnog pada entalpije i dobivene snage iz poznatog izentropskog pada entalpije (izrazi (A-16)-(A-26)). Zatim se zadaje pretpostavka vrijednosti gustoće ρ_{05} koja omogućuje početak proračuna rotora. Nakon završenog modeliranja rotora dobiva se točna vrijednost ρ_{05} . Nakon toga slijedi modeliranje statora i ulaznog kanala. Po završetku modeliranja ulaznog kanala dobiva se točna vrijednost brzine c_1 . Idući dio algoritma modelira difuzor. Prethodno navedenim dijelom algoritma definirana je geometrija turbine, trokuti brzina i termodinamičko stanje fluida u karakterističnim točkama što se koristi za modeliranje gubitaka. Koristeći gubitke definira se nova vrijednost stupnja korisnosti η_{ts} (izraz (A-269)). Nakon konvergencije vrijednosti η_{ts} , ukoliko nema difuzora, proračun turbine je završen. Ukoliko je prisutan difuzor, nova vrijednost Δp_{diff} dobiva se iz izraza (A-280)-(A-283) te s tom vrijednošću počinje nova iteracija proračuna do konvergencije. U nastavku je detaljnije opisan proračun pojedinih komponenti radijalne turbine.

2.2.1. Opis algoritma za modeliranje rotora

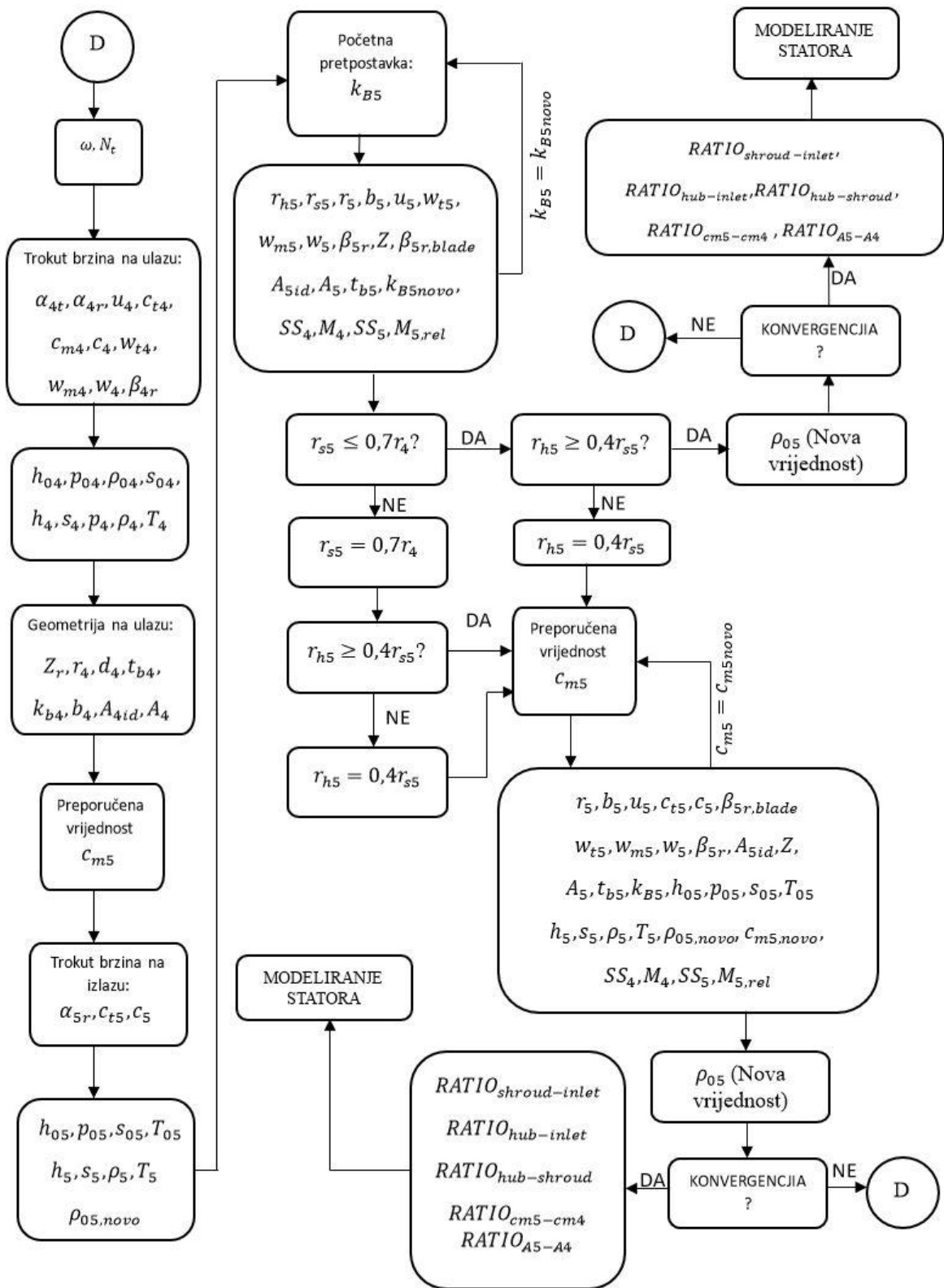
Na slici 7 je prikazana skica rotora sa označenim važnijim veličinama u meridijalnom pogledu. Na slici 8 prikazan je dijagram toka dijela algoritma kojim se modelira rotor radijalne turbine. Proračun počinje tako da se iz definicije specifične brzine N_s izračuna kutna brzina vrtnje, a zatim i brzina vrtnje. Nakon toga se definira trokut brzina na ulazu rotora. Prvo se izračuna apsolutni kut toka α_{4r} izrazima (A-30) i (A-31). Izraz (A-30) je preporuka iz stručne literature [4]. Potom se izračunaju obodna brzina u_4 (izraz (A-32)) iz definicije omjera brzina v_s i tangencijalna komponenta apsolutne brzine c_{t4} koja se izvede iz Eulerove jednadžbe turbostroja (izraz (A-33)). Ostale veličine trokuta brzina dobiju se iz trigonometrijskih odnosa. Idući korak je definiranje termodinamičkih veličina stanja na ulazu gdje je tlak p_{04} dobiven izrazom (A-41) iz stručne literature [4]. Potom se definiraju geometrijske veličine ulaza u rotor koristeći geometrijske odnose i zakon o očuvanju mase. Pri tome je broj rotorskih lopatica određen izrazom (A-49) koji je preporuka iz stručne literature [5], a debljina rotorske lopatice na ulazu je preporuka iz stručne

literature [4] (izraz (A-52)). Termodinamičke i geometrijske veličine na izlazu rotora definiraju se izrazima (A-58)-(A-112).



Slika 7. Presjek rotora u meridijalnom pogledu

Prvo se meridijalna (radijalna) komponenta apsolutne brzine toka c_{m5} zadaje na vrijednost preporučenu u stručnoj literaturi [4] (izraz (A-58)), nakon čega se definira dio trokuta brzina i termodinamičke veličine stanja. Zatim se provodi postupak iteracije vrijednosti faktora začepjenja k_{B5} u sklopu kojeg se dobiju ostale veličine iz trokuta brzina i geometrijske veličine izlaza iz rotora. Veličine na izlazu rotora dobivene su sličnim postupkom kao kod ulaza u rotor koristeći trigonometrijske odnose i zakon o očuvanju mase i energije. Sljedeće veličine nisu izračunate iz navedenih odnosa i zakona nego su zadane. Apsolutni kut toka α_{5r} zadan je izrazom (A-59) zbog pretpostavke da nema vrtloženja na izlazu iz rotora. Omjer $RATIO_{hub-inlet}$ zadan je izrazom (A-70) što je preporuka iz stručne literature [4]. Debljina rotorske lopatice na izlazu zadana je izrazom (A-72) što je također preporuka iz stručne literature [4]. Aksijalna duljina rotora zadana je izrazom (A-113) preporučenim u stručnoj literaturi [4].



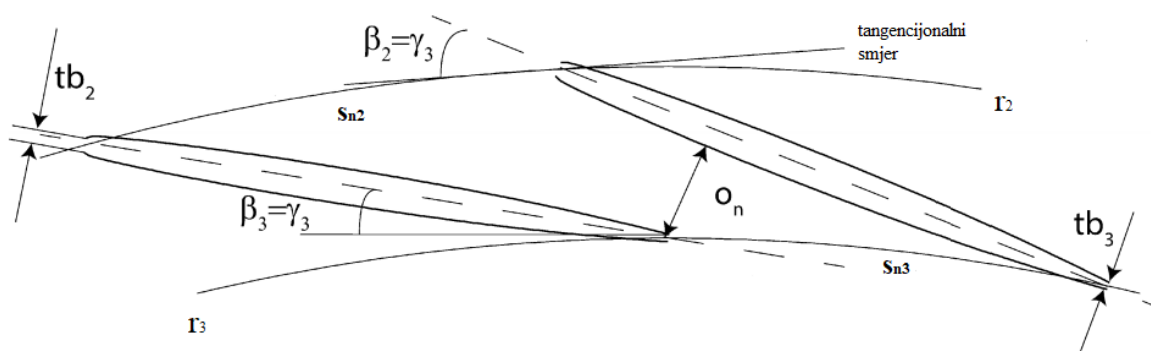
Slika 8. Dijagram toka – modeliranje rotora

Nakon što su se definirale geometrijske veličine provjerava se jesu li polumjeri r_{s5} i r_{h5} unutar granica preporučenih u stručnoj literaturi (izrazi (A-86) i (A-87)). Ako su unutar granica s novom dobivenom vrijednošću gustoće ρ_{05} započinje se iduća iteracija petlje „D“. Ako polumjeri nisu

unutar preporučenih granica njihova vrijednost zadaje se na vrijednost pojedine granice pa se ponavlja postupak izračuna termodinamičkih veličina i veličina u trokutu brzina pri čemu se provodi iteracija vrijednosti c_{m5} do konvergencije na vrijednost koja odgovara zadanim geometrijskim veličinama. Kada vrijednost gustoće ρ_{05} konvergira na konačnu vrijednost modeliranje rotora je završeno pa slijedi modeliranje statora.

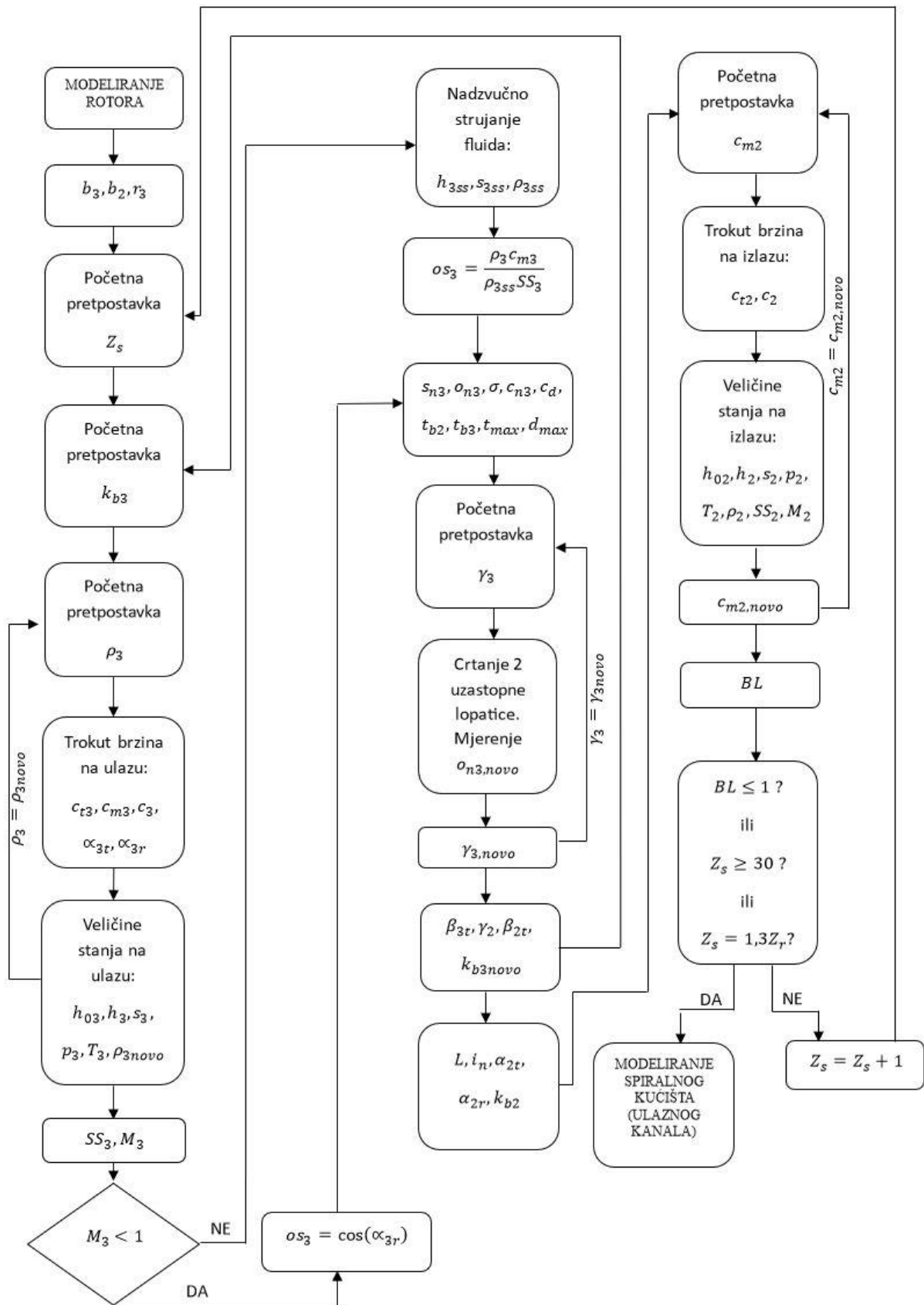
2.2.2. Opis algoritma za modeliranje statora

Na slici 9 prikazana je kontura statorskih lopatica sa označenim bitnim geometrijskim veličinama. Na slici 10 prikazan je dijagram toka dijela algoritma (izrazi (A-126)-(A-193)) kojim se modelira stator radijalne turbine.



Slika 9. Statorske lopatice – prilagođeno iz [8]

Prvo se visine statorskih lopatica zadaju na vrijednost visine rotorske lopatice na ulazu u rotor te se definira polumjer izlaza iz mlaznica na temelju preporučene duljine međuprostora između mlaznica i rotora. Ta je vrijednost dana izrazom (A-128) iz stručne literature [9]. Nakon toga počinje iteracijska petlja kojom se odabire prihvatljivi broj statorskih lopatica, a unutar koje se definiraju geometrijske i termodinamičke veličine te trokutu brzina postupkom sličnim kao kod rotora. Kako je preporučeno u stručnoj literaturi [4], potrebno je odabrati najmanji broj lopatica kod kojeg će biti zadovoljen uvjet iz izraza (A-190), gdje je veličina BL faktor opterećenja statorskih lopatica. Iteracija počinje sa brojem statorskih lopatica za dva većim od broja rotorskih lopatica. Daljnjim proračunom definiraju se potrebne veličine, a na kraju se provjerava uvjet iz izraza (A-190). Ukoliko on nije zadovoljen broj lopatica povećava se za jedan i provodi se iduća iteracija. Također se provjerava je li broj lopatica dosegnuo maksimalnu preporučenu vrijednost prema stručnoj literaturi [4] i [10]. Iteracija se prekida kada broj lopatica zadovolji najmanje jedan od uvjeta danih izrazima (A-191)-(A-193).

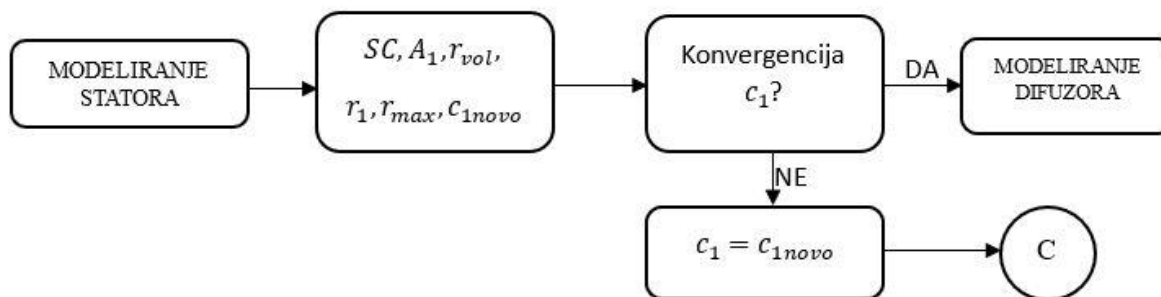


Slika 10. Dijagram toka – modeliranje statora

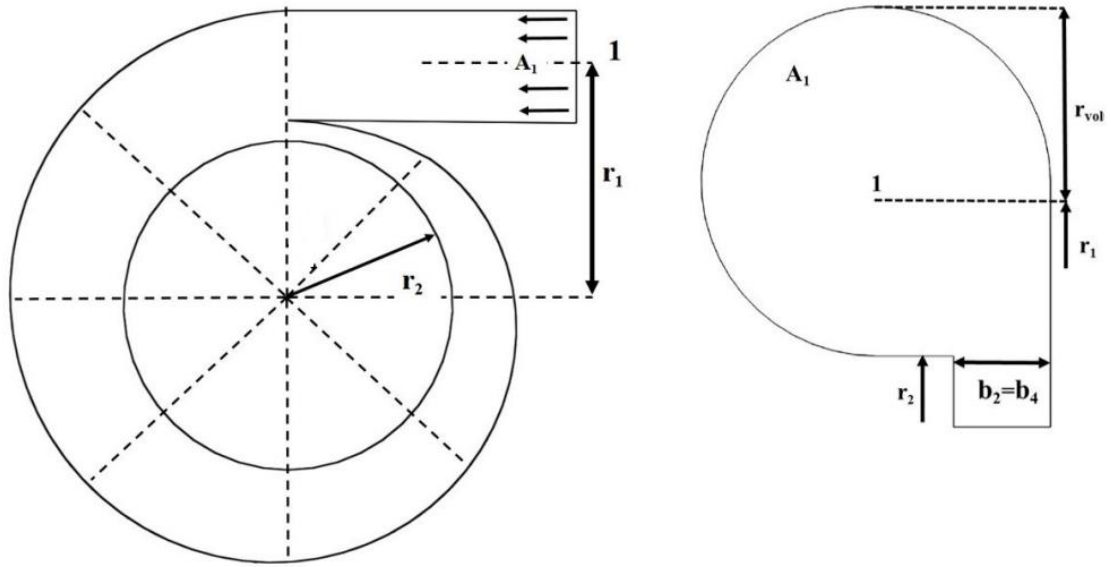
Tijekom proračuna važno je provjeriti je li došlo do nadzvučnog strujanja fluida na izlazu iz statora ($M_3 \geq 1$). Ukoliko nije, širina grla statora računa se izrazom (A-152) uz veličinu os_3 dobivenu izrazom (A-147). Ukoliko je došlo do nadzvučnog strujanja koristi se isti izraz za širinu grla, ali sa os_3 definiranim izrazom (A-150). Važan element proračuna je iteracija vrijednosti kuta γ_3 . Na temelju neke pretpostavljene vrijednost kuta γ_3 i drugih geometrijskih veličina crtaju se konture dvije susjedne lopatice te se izmjeri vrijednost širine grla statora. Na temelju izmjerene širine grla računa se nova vrijednost kuta γ_3 i započinje iduća iteracija. Postupak se ponavlja dok izmjerena širina grla ne postane približno jednaka (unutar neke tolerancije) širini grla definiranoj izrazom (A-152). Postupak crtanja kontura statorskih lopatica nalazi se u prilogu B. Važne veličine koje nisu izračunate nego su zadane na vrijednosti preporučene u stručnoj literaturi su krutost mlaznice σ , debljina statorske lopatice na izlazu t_{b3} i debljina statorske lopatice na ulazu t_{b2} . Te veličine zadane su izrazima (A-153), (A-156) i (A-157). Nakon konvergencije svih iteracijskih petlji modeliranje statora je završeno i slijedi modeliranje ulaznog kanala (spiralnog kućišta).

2.2.3. Opis algoritma za modeliranje ulaznog kanala

Na slici 11 prikazan je dio algoritma (izrazi od (A-194) do (A-200)) kojim se modelira ulazni kanal, a na slici 12 prikazana je skica ulaznog kanala sa oznakama bitnih veličina. Novu vrijednost brzine c_1 dobivamo primjenom zakona o očuvanju kutne količine gibanja uz uvrštavanje koeficijenta vrtloženja SC koji je predložen u stručnoj literaturi [6]. Ukoliko nije došlo do konvergencije nove i prethodne vrijednosti, s novom vrijednosti započinje se iduća iteracija petlje „C“.

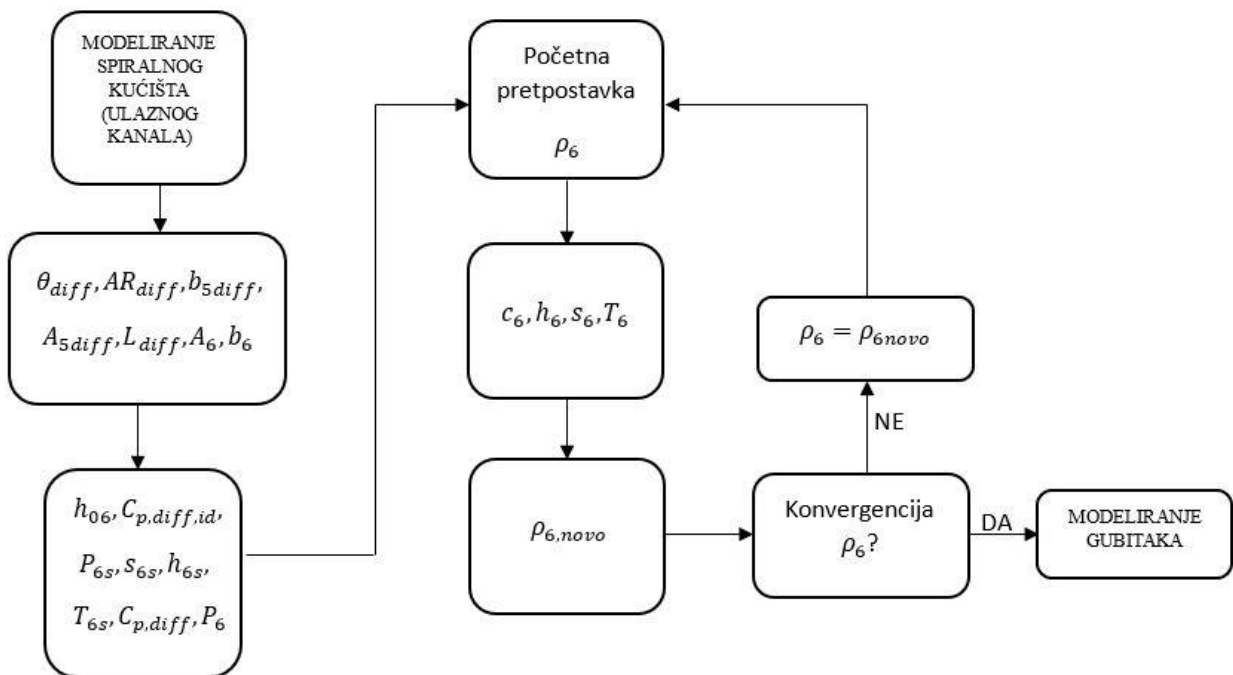


Slika 11. Dijagram toka – modeliranje ulaznog kanala



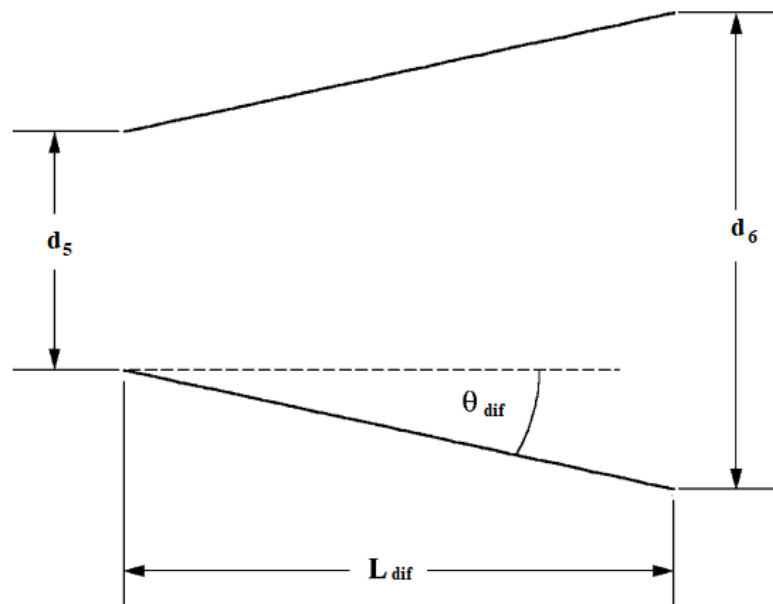
Slika 12. Skica ulaznog kanala (spiralnog kućišta) [3]

2.2.4. Opis algoritma za modeliranje difuzora



Slika 13. Dijagram toka – modeliranje difuzora

Na slici 13 prikazan je dio algoritma (izrazi od (A-201) do (A-224)) kojim se modelira difuzor, a na slici 14 je prikazana jednostavna skica difuzora. Model se temelji na postupku iz stručne literature [11].



Slika 14. Skica difuzora – Prilagođeno iz [4]

Za početak proračuna difuzora zadaju se vrijednosti nekih geometrijskih veličina difuzora. To su kut divergencije θ_{dif} , omjer izlazne i ulazno protočne površine difuzora AR_{dif} i aksijalna duljina difuzora L_{dif} . Zadane vrijednosti su optimalne vrijednosti predložene u stručnoj literaturi [4]. Važna veličina kojom se opisuje učinkovitost difuzora je statički faktor porasta tlaka $C_{p,dif}$ koji je definiran izrazom (A-215). Na temelju prethodno zadanih geometrijskih veličina difuzora, statičkog faktora porasta tlaka i poznatog termodinamičkog stanja na izlazu iz rotora definira se stanje na izlazu iz difuzora za što je potrebno provesti iteraciju vrijednosti gustoće ρ_6 .

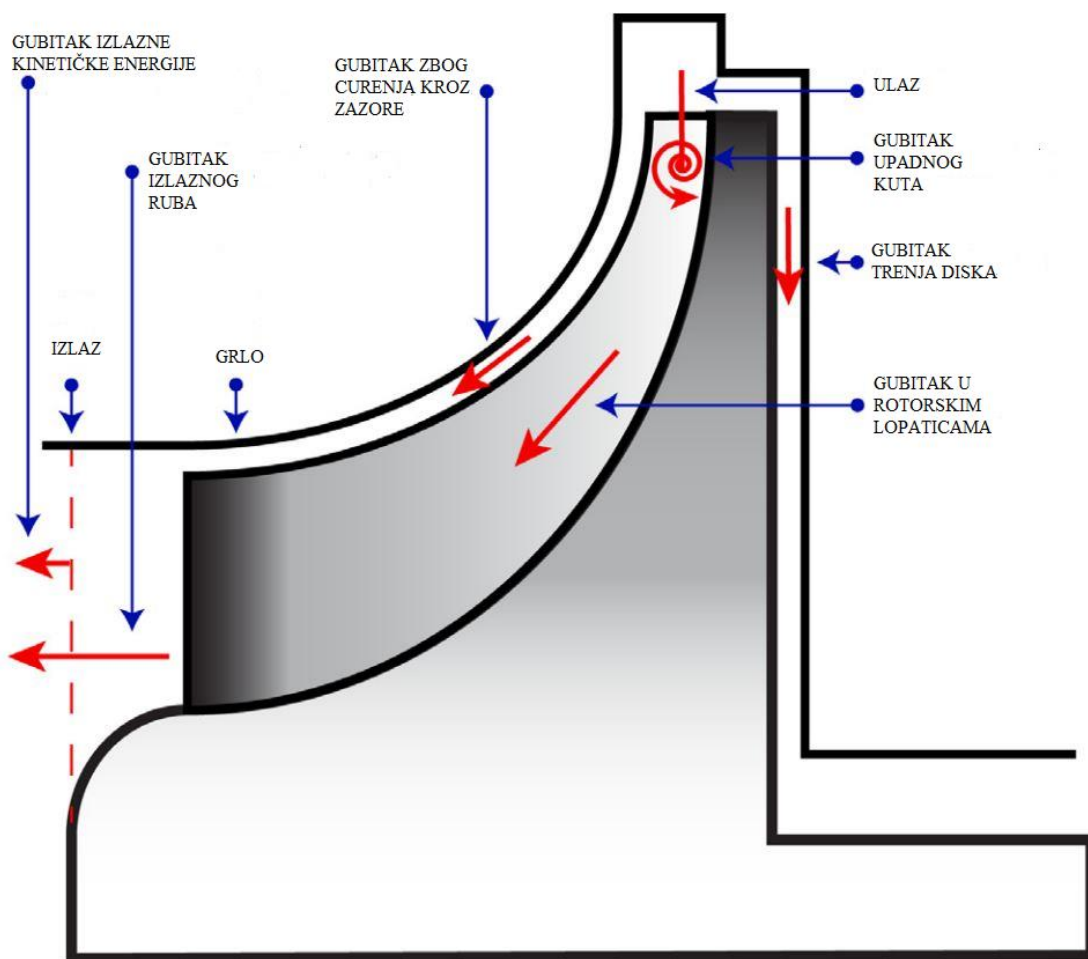
2.3. Modeliranje gubitaka

Matematički model gubitaka važan je element proračuna jer o odabranom modelu ovisi predviđeni stupanj korisnosti, a time i predviđena dobivena snaga turbine. Cilj matematičkih modela je opisati vrlo složeno ponašanje fluida prolaskom kroz turbinu na relativno brz i jednostavan način. Pri tome se u modelima koriste razne kombinacije teorijskih izvoda i eksperimentalnih rezultata. Zbog složenosti mehanizama pojave gubitaka (pogotovo u rotoru) preporučljivo je nakon preliminarnog proračuna provesti CFD (engleski: „Computational Fluid Dynamics“) analizu u svrhu optimiranja geometrije i gubitaka u radikalnoj turbini.

Gubici koji su modelirani u ovom radu su gubitak u ulaznom kanalu, gubitak u statorskim lopaticama i gubici u rotoru. Pretpostavljena je izentropska promjena stanja prilikom prolaska fluida kroz međuprostor između statorskih lopatica i rotora stoga nema gubitaka povezanih s međuprostorom. Svi gubici su izraženi u obliku gubitka entalpije.

2.3.1. Gubici u rotoru

Rotor je najveći izvor gubitaka. U stručnoj literaturi najčešće se modelira šest mehanizama (uzroka) gubitaka u rotoru. Za svaki od mehanizama razvijeni su različiti modeli koji ih opisuju. U ovom radu odabrani su modeli preporučeni u stručnoj literaturi [12]. Autori u stručnoj literaturi [12] proveli su CFD analizu rotora za velik broj različitih pogonskih uvjeta te ih usporedili sa rezultatima dobivenim iz velikog broja kombinacija matematičkih modela i kombinacija različitih parametara i koeficijenata koji se koriste u tim modelima. Odabrani modeli su modeli koji su pokazali najbolje poklapanje rezultata sa rezultatima CFD analize. U daljnjem tekstu ukratko su opisani modeli gubitaka u rotoru, a slika 15 prikazuje mjesta na geometriji rotora koja odgovaraju pojedinom mehanizmu gubitaka.



Slika 15. Gubici u rotoru – prilagođeno iz [12]

2.3.1.1. Gubitak upadnog kuta (engleski: „incidence loss“)

Upadni kut definiran je izrazom (17) kao razlika između relativnog kuta toka na ulazu u rotor i kuta rotorske lopatice na ulazu.

$$inc = \beta_{4r} - \beta_{4r,blade} \quad (17)$$

Zbog promjene kuta toka prilikom izlaska fluida iz statora i ulaska u rotor može doći do pojave snažnih vrtloga što dovodi do gubitaka. Najraniji modeli gubitka upadnog kuta pretpostavljali su da će gubitak biti jednak nuli kada relativni kut toka odgovara kutu lopatice, odnosno kada je upadni kut $inc = 0^\circ$. Kasnije su eksperimenti pokazali da postoji neki optimalni relativni kut toka $\beta_{4r,opt}$, za koji će gubitak biti nula i koji se postiže kada su vrijednosti upadnog kuta negativne i to u rasponu do -40° . Najbolji model prema stručnoj literaturi [12] je model iz stručne literature [13] sa optimalnim kutom iz stručne literature [7] danim izrazom (A-225). Gubitak kao pad entalpije dan je izrazom (A-232). Budući da je analiza u stručnoj literaturi [12] temeljena na turbini s lopaticama usmjerenima radijalno na ulazu u rotor ($\beta_{4r,blade} = 0^\circ$) za slučaj povijenih lopatica ($\beta_{4r,blade} \neq 0^\circ$) u ovom radu kut $\beta_{4r,opt}$ računa se postupkom iz stručne literature [14] koji je dan izrazima od (A-226) do (A-231).

2.3.1.2. Gubitak u rotorskim lopaticama (engleski: „passage loss“)

Gubitak u rotorskim lopaticama odnosi se na sve gubitke koji se pojavljuju prilikom prolaska radnog fluida između rotorskih lopatica. Neki mehanizmi koji uzrokuju te gubitke su stvaranje sekundarnih tokova, trenje zbog viskoznosti fluida, vrtloženje i formiranje graničnih slojeva. U stručnoj literaturi postoje razni modeli koji nastoje matematički opisati svaki pojedini mehanizam gubitaka ili ih objediniti i izraziti kao funkcije samo nekoliko varijabli. Model koji je pokazao najbolje poklapanje sa rezultatima analize u stručnoj literaturi [12] je model iz stručne literature [13] sa faktorom klizanja iz stručne literature [15]. Taj gubitak entalpije definiran je izrazom (A-243) i temelji se na pretpostavci da su gubici u rotorskim lopaticama minimizirani kada fluid u rotor ulazi s optimalnim relativnim kutom toka, odnosno s optimalnim upadnim kutom. Za slučaj kada je $\beta_{4r,blade} = 0^\circ$ optimalni relativni kut toka izvodi se iz faktora klizanja izrazima od (A-233) do (A-236), a za slučaj $\beta_{4r,blade} \neq 0^\circ$ uvode se korekcije iz stručne literature [14] kao i za gubitke upadnog kuta.

2.3.1.3. Gubitak zbog curenja fluida kroz zatore (engleski: „tip clearance loss“)

Do pojave ovog gubitka dolazi zbog curenja fluida kroz zazore ε_a i ε_r koji su označeni na slici 6. Što su zazori veći to je i gubitak veći. Stoga su u ovom radu zazori postavljeni na minimalnu izvedivu vrijednost za prosječne moderne turbine. Prema stručnoj literaturi [10] to je vrijednost od 0,3 milimetra. Gubitak entalpije definiran je izrazom (A-248).

2.3.1.4. Gubitak zbog trenja diska (engleski: „disc friction loss“)

Do ovog gubitka dolazi zbog trenja na stražnjoj plohi (disku) rotora kada radni fluid iscure u zazor između stražnje plohe i kućišta. I taj zazor je također zadan na 0,3 mm. Najbolji model odabran u stručnoj literaturi [12] je model iz stručne literature [16] sa torzijskim koeficijentima iz stručne literature [17]. Gubitak i potrebni koeficijenti i druge veličine definirani su izrazima od (A-249) do (A-258).

2.3.1.5. Gubitak na izlaznom rubu rotorske lopatice (engleski: „trailing edge loss“)

Do pojave ovog gubitka dolazi zbog naglog proširenja protočne površine između grla i izlaza rotora pri čemu dolazi do gubitka relativnog tlaka ili kinetičke energije. Najbolji model prema stručnoj literaturi [12] je model iz stručne literature [18]. U tom modelu gubitak relativnog tlaka dan izrazom (A-259) iz stručne literature [19] pretvoren je u gubitak entalpije izrazom (A-260).

2.3.1.6. Gubitak izlazne kinetičke energije (engleski: „exit kinetic energy loss“)

Ovaj gubitak predstavlja neiskorištenu kinetičku energija nakon prolaska fluida kroz turbinu. Ukoliko nema difuzora entalpija koja odgovara neiskorištenoj kinetičkoj energiji dana je izrazom (A-261). Ukoliko je prisutan difuzor koristi se izraz (A-262).

2.3.2. Gubitak u statoru

U stručnoj literaturi [12] nije provedena analiza gubitaka u statoru stoga je u ovom radu odabran jedan od češće korištenih modela koji je definiran u stručnoj literaturi [20]. Model je temeljen na gubitku entalpije povezanim s gubitkom kinetičke energije prilikom prolaza kroz statorske lopatice. Gubitak je definiran izrazom (A-265) gdje je K_{st} koeficijent kojim se procjenjuje utjecaj trenja.

2.3.3. Gubitak u ulaznom kanalu (spiralnom kućištu)

Ovaj gubitak definiran je izrazom (A-266) kao gubitak kinetičke energije, kako je predloženo u stručnoj literaturi [6]. Ovaj gubitak je u usporedbi s ostalim gubicima jako malen pa se često može i zanemariti te se zbog pojednostavljenja proračuna promjena stanja fluida u spiralnom kućištu može smatrati izentropskom.

3. POSTAVKA ZADATKA

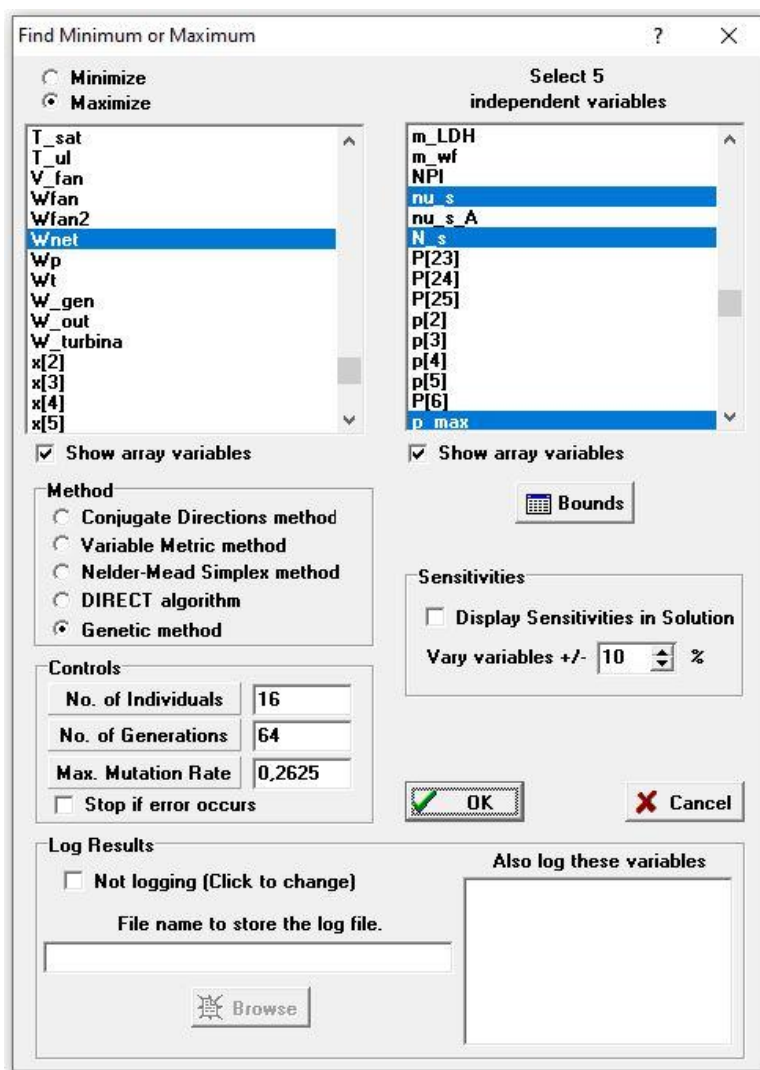
Zadatak diplomskog rada je analiza i optimizacija preliminarne konstrukcije turbine s radijalnim ulazom radnog fluida (u daljnjem tekstu radijalna turbina) u geotermalnoj elektrani. Tehničke karakteristike geotermalnog polja su sljedeće: temperatura i tlak geotermalnog fluida iznose 120°C i 15 bara, a maseni protok je 100 kg/s. Geotermalna elektrana je izvedena kao osnovna konfiguracija Rankine-ovog ciklusa sa organskim fluidom (u daljnjem tekstu ORC). Radni fluid je R1234yf. Radne karakteristike ORC-a su: tlak radnog fluida je manji od kritičnog, temperatura kondenzacije je 35°C, vrijednost minimalne temperaturne razlike između geotermalnog fluida i radnog fluida iznosi 10°C (na ulazu u isparivač), vrijednost minimalne temperaturne razlike (pinch point) kondenzatora je 8°C. Stupanj pothlađenja radnog fluida iznosi 2°C.

Zadatak riješiti upotrebom programskog paketa EES (Engineering Equation Solver), a za optimiranje koristiti genetski algoritam. U okviru ovog diplomskog rada potrebno je provesti analizu utjecaja određenih parametara ORC-a i radijalne turbine na optimalnu radnu točku i učinkovitost te veličinu radijalne turbine. Funkcija cilja optimizacije je neto dobivena snaga postrojenja. Nezavisni parametri optimizacije su tlak na ulazu u turbinu, stupanj pregrijanja pare, specifična brzina turbine, izentropski omjer brzina turbine te kut lopatice na ulazu u turbinu.

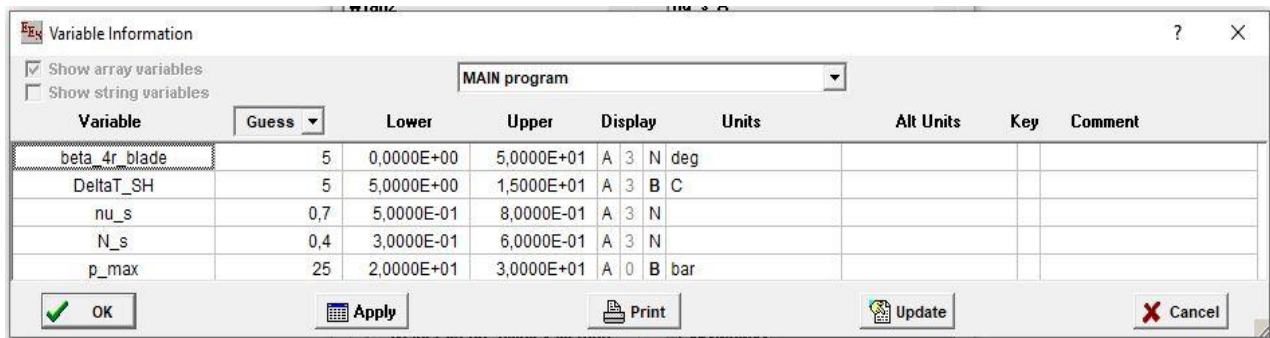
4. RAZRADA ZADATKA I ANALIZA DOBIVENIH REZULTATA

4.1. Postavke optimizacije

Optimizacija je provedena metodom genetskog algoritma koji je sastavni dio programskog paketa EES. Genetski algoritam pronalazi optimalne vrijednosti ulaznih neovisnih varijabli za koje je vrijednost tražene funkcije cilja maksimalna ili minimalna. Uz funkciju cilja, potrebno je definirati raspone vrijednosti neovisnih varijabli unutar kojih će se tražiti optimalna vrijednost. Također je potrebno definirati parametre genetskog algoritma, a to su broj jedinki (engleski: „individuals“), broj generacija (engleski: „generations“) i maksimalna stopa mutacije (engleski: „mutation rate“). Na slikama 16 i 17 je prikazano sučelje za definiranje parametara optimizacije genetskim algoritmom u EES-u. U ovom radu za sve slučajeve optimizacije broj jedinki je 16, broj generacija je 64, a maksimalna stopa mutacije je 0,2625, što su automatski predložene vrijednosti od strane EES-a.



Slika 16. Genetski algoritam – EES



Slika 17. Genetski algoritam – varijable

Zadane radne karakteristike ORC-a koje su konstantne u svim slučajevima optimizacije su navedene u tablici 1.

Tablica 1. Radne karakteristike ORC-a

Veličina	Iznos
$T_{geo,in}$	120°C
p_{geo}	15 bar
$T_{air,in}$	20°C
p_{atm}	1 bar
T_{pp}	10°C
T_{cond}	35°C
ΔT_{cond}	8°C
ΔT_{SC}	2°C
\dot{m}_{geo}	100 kg/s
Radni fluid	R1234yf

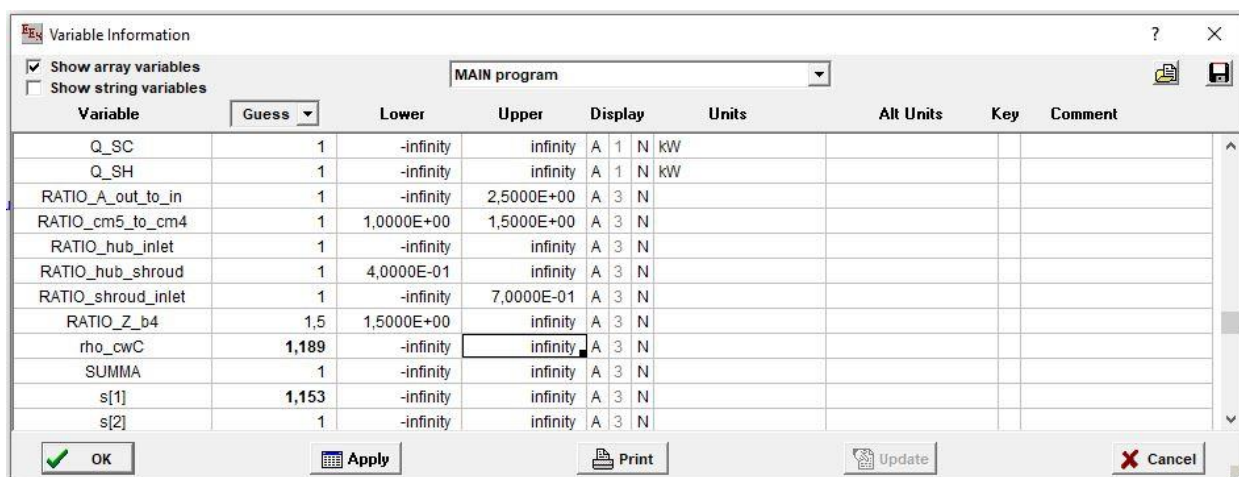
U stručnoj literaturi preporučeno je ograničiti određene veličine kako bi se osiguralo da je dobivenu geometriju radijalne turbine moguće proizvesti te kako bi se minimizirali gubici. Ograničenja su sljedeća:

- $RATIO_{shroud-inlet} = \frac{r_{s5}}{r_4} \leq 0,7$ – Ovo ograničenje je uvedeno kako bi se izbjegla prevelika vrijednost r_{s5} , a time i prevelika zakrivljenost gornjeg ruba lopatice te umanjili gubici u rotorskim lopaticama. [5]
- $RATIO_{hub-shroud} = \frac{r_{h5}}{r_{s5}} \geq 0,4$ – Ovo ograničenje je uvedeno kako bi se osigurala dovoljno velika vrijednost r_{h5} te se tako izbjeglo začepljenje toka uzrokovano premalim razmakom između lopatica po obodu bubnja rotora. [5]
- $RATIO_{A5-A4} = \frac{A_5}{A_4} < 2,5$ – Ovo ograničenje je uvedeno kako bi se spriječilo preveliko povećanje protočne površine na izlazu rotora. [8]
- $RATIO_{z-b4} = \frac{z}{b_4} \geq 1,5$ – Ograničenje preporučeno u stručnoj literaturi [4].

e) $1 \leq \text{RATIO}_{cm5-cm4} = \frac{c_{m5}}{c_{m4}} \leq 1,5$ – Ograničenje preporučeno u stručnoj literaturi [4]

f) $(M_3, M_4, M_{5,rel}) < 1$ – Ograničenje uvedeno kako bi se izbjeglo nadzvučno strujanje radnog fluida koje dovodi do gubitaka i vibracija uzrokovanih udarnim valovima.

Prethodno navedena ograničenja unesena su u izborniku „Variable information“ (Slika 18) programskog paketa EES pa će program odbaciti sva rješenja optimizacije koja ne zadovoljavaju navedene uvjete.



Slika 18. Izbornik „Variable info“

Utjecaj zadatkom zadanih veličina na optimalnu radnu točku istražio se na način opisan u daljnjem tekstu. Prvo se provela optimizacija sa specifičnom brzinom N_S , tlakom p_{max} i stupnjem pregrijanja ΔT_{SH} kao neovisnim varijablama optimizacije uz ostale veličine sa preporučenim vrijednostima. Kut $\beta_{4r,blade}$ je zadan na 0° , a veličine v_S , α_{4r} i Γ_{rotor} zadane su izrazima preporučenima u stručnoj literaturi (izrazi (6), (A-31) i (A-57)). Zatim su te veličine dodavane jedna po jedna kao neovisne varijable čime se dobilo 6 kombinacija neovisnih varijabli optimizacije prikazanih u tablici 2. Svaki od 6 slučajeva optimizacije proveden je i sa difuzorom i bez njega. Granice unutar kojih se traže optimalne vrijednosti za pojedine varijable dane su u tablici 3.

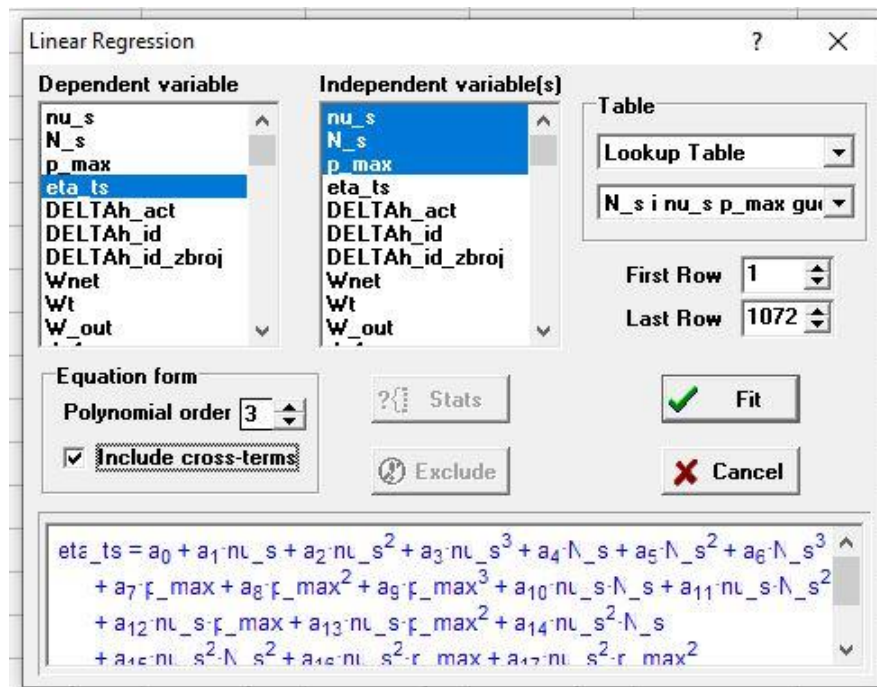
Tablica 2. Kombinacije neovisnih parametara optimizacije

Slučaj	1	2	3	4	5	6
Neovisne varijable	$p_{max}, \Delta T_{SH}, N_S$	$p_{max}, \Delta T_{SH}, N_S, v_S$	$p_{max}, \Delta T_{SH}, N_S, \beta_{r4,blade}$	$p_{max}, \Delta T_{SH}, N_S, v_S, \beta_{r4,blade}$	$p_{max}, \Delta T_{SH}, N_S, v_S, \beta_{r4,blade}, \alpha_{4r}$	$p_{max}, \Delta T_{SH}, N_S, v_S, \beta_{r4,blade}, \alpha_{4r}, \Gamma_{rotor}$

Tablica 3. Raspon vrijednosti neovisnih varijabli

Varijabla	Donja granica	Gornja granica
p_{max}	15 bar	30 bar
ΔT_{SH}	5 °C	15°C
N_S	0,3	0,6
v_S	0,5	0,8
$\beta_{r4,blade}$	0°	60°
α_{4r}	60°	80°
Γ_{rotor}	1	1,5

Prilikom rada s algoritmom za proračun primijećeno je da za slučajeve kada varijabla v_S nije zadana izrazom (6), preporučena početna vrijednost stupnja korisnosti η_{ts} definirana izrazom (8) daje vrijednosti koje značajno odstupaju od konačne izračunate vrijednosti što produljuje trajanje optimizacije (veći broj prolaza kroz petlju „B“ algoritma). Kako bi se skratilo vrijeme proračuna optimizacije definirani su novi izrazi ((A-14) i (A-15)) za početnu vrijednost η_{ts} koji pretpostavljaju vrijednosti bliže konačnima.



Slika 19. Izbornik za linearnu regresiju

Ti izrazi dobiveni su tako da je napravljena tablica u kojoj su navedene izračunate vrijednosti stupnja korisnosti za mnoge kombinacije zadanih vrijednosti N_s , v_s i p_{max} (Slika 20). Zatim je iskorištena funkcija linearne regresije programskog paketa EES koja iz tabličnih podataka definira neku traženu varijablu kao polinomnu funkciju u ovisnosti o drugim zadanim varijablama (Slika 19).

	1	2	3	4	5
Paste Special	v_s	N_s	p_{max} [bar]	η_{ts}	
Row 1	0,4	0,3	15	0,6688	
Row 2	0,45	0,3	15	0,7353	
Row 3	0,5	0,3	15	0,7934	
Row 4	0,55	0,3	15	0,8412	
Row 5	0,6	0,3	15	0,8772	
Row 6	0,65	0,3	15	0,9	
Row 7	0,7	0,3	15	0,905	
Row 8	0,75	0,3	15	0,886	
Row 9	0,4	0,35	15	0,655	
Row 10	0,45	0,35	15	0,7274	
Row 11	0,5	0,35	15	0,7861	
Row 12	0,55	0,35	15	0,8349	
Row 13	0,6	0,35	15	0,8716	
Row 14	0,65	0,35	15	0,8945	
Row 15	0,7	0,35	15	0,8997	
Row 16	0,75	0,35	15	0,8804	
Row 17	0,4	0,4	15	0,6231	
Row 18	0,45	0,4	15	0,7093	
Row 19	0,5	0,4	15	0,7767	
Row 20	0,55	0,4	15	0,8267	
Row 21	0,6	0,4	15	0,8647	
Row 22	0,65	0,4	15	0,8882	
Row 23	0,7	0,4	15	0,8942	
Row 24	0,75	0,4	15	0,876	
Row 25	0,8	0,4	15	0,8199	
Row 26	0,4	0,45	15	0,5662	
Row 27	0,45	0,45	15	0,6764	
Row 28	0,5	0,45	15	0,7546	
Row 29	0,55	0,45	15	0,8139	
Row 30	0,6	0,45	15	0,8558	
Row 31	0,65	0,45	15	0,8804	
Row 32	0,7	0,45	15	0,8874	
Row 33	0,75	0,45	15	0,8705	
Row 34	0,8	0,45	15	0,8196	
Row 35	0,45	0,5	15	0,6213	
Row 36	0,5	0,5	15	0,7207	
Row 37	0,55	0,5	15	0,7898	

Slika 20. Isječak parametarske tablice za linearnu regresiju

U nastavku slijede rezultati optimizacije. Kombinacije koje ne uključuju difuzor su uz broj označene i slovom „a“ dok su kombinacije koje uključuju difuzor označene i slovom „b“.

4.2. Rezultati optimizacije

4.2.1. Rezultati optimizacije bez difuzora

U nastavku su tablično prikazani rezultati optimizacije za slučajeve bez difuzora.

Tablica 4. Rezultati optimizacije – slučaj 1a

1a					
Neovisne varijable optimizacije: p_{max} , ΔT_{SH} , N_s					
Veličina	Vrijednost	Jedinica	Veličina	Vrijednost	Jedinica
Optimalna točka:			Nastavak:		
p_{max}	21,01	bar	o_{n3}	0,01508	m
ΔT_{SH}	5,513	°C	c_{n3}	0,09238	m
N_s	0,4822	-	γ_3	9,014	°
W_{net}	1573	kW	γ_2	24,28	°
Pogonski parametri:			M_3	0,9165	-
v_s	0,637	-	σ	1,333	-
η_t	86,76	%	r_l	0,4639	m
W_t	2051	kW	r_{vol}	0,1174	m
N_t	3602	min ⁻¹	r_{max}	0,5813	m
m_{wf}	157,9	kg/s	d_{max}	1,1626	m
Geometrijske i ostale veličine:			Gubici		
Rotor			Δh_{id}	15,6	kJ/kg
d_4	0,5966	m	Δh_{act}	13,53	kJ/kg
Z	0,1879	m	$\Delta h_{rot,cl}$	0,05568	kJ/kg
r_4	0,2683	m	$\Delta h_{rot,i}$	0,1597	kJ/kg
r_{h5}	0,08352	m	$\Delta h_{rot,pa}$	0,7771	kJ/kg
r_{s5}	0,2088	m	$\Delta h_{rot,te}$	0,03817	kJ/kg
b_4	0,0441	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,01527	kJ/kg
b_5	0,1253	m	Δh_e	0,7597	kJ/kg
M_4	0,9793	-	Δh_{st}	0,1968	kJ/kg
$M_{5,rel}$	0,5059	-	Δh_{vol}	0,06311	kJ/kg
α_{4r}	75,9	°	$\Delta h_{loss,tot}$	2,066	kJ/kg
β_{4r}	14,4	°	$\Delta h_{loss,rot}$	1,806	kJ/kg
$\beta_{4r,opt}$	-20,55	°	Gubici % $\Delta h_{loss,tot}$		
$\beta_{4r,blade}$	0	°	$\Delta h_{rot,cl}$	2,6950629	%
Z_r	23	-	$\Delta h_{rot,i}$	7,7299129	%
Stator			$\Delta h_{rot,pa}$	37,613746	%
r_3	0,3198	m	$\Delta h_{rot,te}$	1,8475315	%
r_2	0,3465	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,7391094	%
b_3	0,0441	m	$\Delta h_{rot,e}$	36,771539	%
b_2	0,0441	m	Δh_{st}	9,5256534	%
Z_s	29	-	Δh_{vol}	3,0546951	%

Tablica 5. Rezultati optimizacije – slučaj 2a

2a					
Neovisne varijable optimizacije: p_{max} , ΔT_{SH} , N_s , v_s					
Veličina	Vrijednost	Jedinica	Veličina	Vrijednost	Jedinica
Optimalna točka:			Stator nastavak:		
p_{max}	24,04	bar	o_{n3}	0,02119	m
ΔT_{SH}	5,082	°C	c_{n3}	0,1442	m
N_s	0,3038	-	γ_3	7,919	°
v_s	0,7217	-	γ_2	22,83	°
W_{net}	1749	kW	M_3	0,9607	-
Pogonski parametri:			σ	1,333	-
η_t	90,15	%	r_1	0,6558	m
W_t	2249	kW	r_{vol}	0,1009	m
N_t	2562	min ⁻¹	r_{max}	0,7568	m
m_{wf}	147	kg/s	d_{max}	1,5136	m
Geometrijske i ostale veličine:			Gubici		
Rotor			Δh_{id}	17,69	kJ/kg
d_4	1,012	m	Δh_{act}	15,94	kJ/kg
Z	0,2574	m	$\Delta h_{rot,cl}$	0,2201	kJ/kg
r_4	0,506	m	$\Delta h_{rot,i}$	0,02915	kJ/kg
r_{h5}	0,1144	m	$\Delta h_{rot,pa}$	0,6799	kJ/kg
r_{s5}	0,286	m	$\Delta h_{rot,te}$	0,0936	kJ/kg
b_4	0,02452	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,07559	kJ/kg
b_5	0,1716	m	Δh_e	0,3452	kJ/kg
M_4	0,9797	-	Δh_{st}	0,2455	kJ/kg
$M_{5,rel}$	0,4497	-	Δh_{vol}	0,05335	kJ/kg
α_{4r}	77,89	°	$\Delta h_{lossstot}$	1,742	kJ/kg
β_{4r}	-36,03	°	$\Delta h_{loss,rot}$	1,444	kJ/kg
$\beta_{4r,opt}$	-21,84	°	Gubici % $\Delta h_{lossstot}$		
$\beta_{4r,blade}$	0	°	$\Delta h_{rot,cl}$	12,6349	%
Z_r	25	-	$\Delta h_{rot,i}$	1,673364	%
Stator			$\Delta h_{rot,pa}$	39,02985	%
r_3	0,5163	m	$\Delta h_{rot,te}$	1,8475315	%
r_2	0,5549	m	$\Delta h_{rot,w}$	5,373134	%
b_3	0,02452	m	$\Delta h_{rot,e}$	4,339265	%
b_2	0,02452	m	Δh_{st}	19,8163	%
Z_s	30	-	Δh_{vol}	14,093	%

Tablica 6. Rezultati optimizacije – slučaj 3a

3a					
Neovisne varijable optimizacije: p_{max} , ΔT_{SH} , N_s , $\beta_{4r,blade}$					
Veličina	Vrijednost	Jedinica	Veličina	Vrijednost	Jedinica
Optimalna točka:			Stator nastavak:		
p_{max}	20,74	bar	$On3$	0,1425	m
ΔT_{SH}	7,326	°C	C_{n3}	0,09016	m
N_s	0,4755	-	γ_3	8,81	°
$\beta_{4r,blade}$	31,08	°	γ_2	23,64	°
W_{net}	1574	kW	M_3	0,9146	-
Pogonski parametri:			σ	1,333	-
v_s	0,6352	-	r_1	0,4657	m
η_t	87,61	%	r_{vol}	0,1175	m
W_t	2041	kW	r_{max}	0,5832	m
N_t	3567	min ⁻¹	d_{max}	1,1664	m
m_{wf}	155	kg/s	Gubici		
Geometrijske i ostale veličine:			Δh_{id}	15,66	kJ/kg
Rotor			Δh_{act}	13,72	kJ/kg
d_4	0,6019	m	$\Delta h_{rot,cl}$	0,05487	kJ/kg
Z	0,1896	m	$\Delta h_{rot,i}$	0,005403	kJ/kg
r_4	0,3009	m	$\Delta h_{rot,pa}$	0,8261	kJ/kg
r_{h5}	0,08426	m	$\Delta h_{rot,te}$	0,03856	kJ/kg
r_{s5}	0,2107	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,01543	kJ/kg
b_4	0,04524	m	Δh_e	0,732	kJ/kg
b_5	0,1264	m	Δh_{st}	0,2033	kJ/kg
M_4	0,9794	-	Δh_{vol}	0,06487	kJ/kg
$M_{5,rel}$	0,498	-	$\Delta h_{losstot}$	1,941	kJ/kg
α_{4r}	75,99	°	$\Delta h_{loss,rot}$	1,672	kJ/kg
β_{4r}	17,53	°	Gubici % $\Delta h_{losstot}$		
$\beta_{4r,opt}$	11,62	°	$\Delta h_{rot,cl}$	2,826893	%
Z_r	23	-	$\Delta h_{rot,i}$	0,278362	%
Stator			$\Delta h_{rot,pa}$	42,56054	%
r_3	0,3228	m	$\Delta h_{rot,te}$	1,986605	%
r_2	0,3483	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,794951	%
b_3	0,04524	m	$\Delta h_{rot,e}$	37,71252	%
b_2	0,04524	m	Δh_{st}	10,47398	%
Z_s	30	-	Δh_{vol}	3,342092	%

Tablica 7. Rezultati optimizacije – slučaj 4a

4a					
Neovisne varijable optimizacije: p_{max} , ΔT_{SH} , N_s , v_s , $\beta_{4r,blade}$					
Veličina	Vrijednost	Jedinica	Veličina	Vrijednost	Jedinica
Optimalna točka:			Stator nastavak:		
p_{max}	24,29	bar	o_{n3}	0,02132	m
ΔT_{SH}	5,083	°C	c_{n3}	0,1452	m
N_s	0,3021	-	γ_3	7,909	°
v_s	0,7271	-	γ_2	22,82	°
$\beta_{4r,blade}$	3,82	°	M_3	0,9601	-
W_{net}	1751	kW	σ	1,333	-
Pogonski parametri:			r_1	0,6588	m
η_t	90,09	%	r_{vol}	0,10001	m
W_t	2253	kW	r_{max}	0,7588	m
N_t	2572	min ⁻¹	d_{max}	1,5176	m
m_{wf}	146	kg/s	Gubici		
Geometrijske i ostale veličine:			Δh_{id}	17,84	kJ/kg
Rotor			Δh_{act}	16,07	kJ/kg
d_4	1,02	m	$\Delta h_{rot,cl}$	0,2335	kJ/kg
Z	0,259	m	$\Delta h_{rot,i}$	0,02386	kJ/kg
r_4	0,5099	m	$\Delta h_{rot,pa}$	0,6933	kJ/kg
r_{h5}	0,1151	m	$\Delta h_{rot,te}$	0,09781	kJ/kg
r_{s5}	0,2878	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,08046	kJ/kg
b_4	0,02397	m	Δh_e	0,341	kJ/kg
b_5	0,1727	m	Δh_{st}	0,2451	kJ/kg
M_4	0,9784	-	Δh_{vol}	0,05291	kJ/kg
$M_{5,rel}$	0,4529	-	$\Delta h_{losstot}$	1,768	kJ/kg
α_{4r}	77,9	°	$\Delta h_{loss,rot}$	1,47	kJ/kg
β_{4r}	-39,09	°	Gubici % $\Delta h_{losstot}$		
$\beta_{4r,opt}$	-26,74	°	$\Delta h_{rot,cl}$	13,20701	%
Z_r	25	-	$\Delta h_{rot,i}$	1,349548	%
Stator			$\Delta h_{rot,pa}$	39,2138	%
r_3	0,52	m	$\Delta h_{rot,te}$	5,53224	%
r_2	0,5588	m	$\Delta h_{rot,w}$	4,550905	%
b_3	0,02397	m	$\Delta h_{rot,e}$	19,28733	%
b_2	0,02397	m	Δh_{st}	13,86312	%
Z_s	30	-	Δh_{vol}	2,992647	%

Tablica 8. Rezultati optimizacije – slučaj 5a

5a					
Neovisne varijable optimizacije: p_{max} , ΔT_{SH} , N_s , v_s , $\beta_{4r,blade}$, α_{4r}					
Veličina	Vrijednost	Jedinica	Veličina	Vrijednost	Jedinica
Optimalna točka:			Stator nastavak:		
p_{max}	24,85	bar	$On3$	0,02083	m
ΔT_{SH}	5,205	°C	C_{n3}	0,1338	m
N_s	0,3293	-	γ_3	8,618	°
v_s	0,7392	-	γ_2	23,46	°
$\beta_{4r,blade}$	1,112	°	M_3	0,9538	-
α_{4r}	77,1	°	σ	1,333	-
W_{net}	1746	kW	r_1	0,6131	m
Pogonski parametri:			r_{vol}	0,09676	m
η_t	89,54	%	r_{max}	0,7099	m
W_t	2249	kW	d_{max}	1,4198	m
N_t	2876	min ⁻¹	Gubici		
m_{wf}	143,6	kg/s	Δh_{id}	18,23	kJ/kg
Geometrijske i ostale veličine:			Δh_{act}	16,32	kJ/kg
Rotor			$\Delta h_{rot,cl}$	0,2346	kJ/kg
d_4	0,9374	m	$\Delta h_{rot,i}$	0,04493	kJ/kg
Z	0,2422	m	$\Delta h_{rot,pa}$	0,7878	kJ/kg
r_4	0,4687	m	$\Delta h_{rot,te}$	0,09337	kJ/kg
r_{h5}	0,1077	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,07887	kJ/kg
r_{s5}	0,2691	m	Δh_e	0,3846	kJ/kg
b_4	0,02334	m	Δh_{st}	0,2266	kJ/kg
b_5	0,1615	m	Δh_{vol}	0,05637	kJ/kg
M_4	0,9746	-	$\Delta h_{losstot}$	1,907	kJ/kg
$M_{5,rel}$	0,4747	-	$\Delta h_{loss,rot}$	1,624	kJ/kg
β_{4r}	-43,96	°	Gubici % $\Delta h_{losstot}$		
$\beta_{4r,opt}$	-29,03	°	$\Delta h_{rot,cl}$	12,30205	%
Z_r	24	-	$\Delta h_{rot,i}$	2,356057	%
Stator			$\Delta h_{rot,pa}$	41,31096	%
r_3	0,4791	m	$\Delta h_{rot,te}$	4,896172	%
r_2	0,5164	m	$\Delta h_{rot,w}$	4,135815	%
b_3	0,02334	m	$\Delta h_{rot,e}$	20,1678	%
b_2	0,02334	m	Δh_{st}	11,88254	%
Z_s	30	-	Δh_{vol}	2,955952	%

Tablica 9. Rezultati optimizacije – slučaj 6a

6a					
Neovisne varijable optimizacije: p_{max} , ΔT_{SH} , N_s , v_s , $\beta_{4r,blade}$, α_{4r} , Γ_{rotor}					
Veličina	Vrijednost	Jedinica	Veličina	Vrijednost	Jedinica
Optimalna točka:			Stator nastavak:		
p_{max}	24,92	bar	$On3$	0,02077	m
ΔT_{SH}	5,19	°C	$Cn3$	0,1358	m
N_s	0,321	-	γ_3	8,399	°
v_s	0,7332	-	γ_2	23,26	°
$\beta_{4r,blade}$	1,447	°	M_3	0,9574	-
α_{4r}	77,38	°	σ	1,333	-
Γ_{rotor}	1,105	-	r_1	0,6206	m
W_{net}	1735	kW	r_{vol}	0,09702	m
Pogonski parametri:			r_{max}	0,689	m
η_t	89,01	%	d_{max}	1,4352	m
W_t	2239	kW	Gubici		
N_t	2811	min ⁻¹	Δh_{id}	18,26	kJ/kg
m_{wf}	143,4	kg/s	Δh_{act}	16,27	kJ/kg
Geometrijske i ostale veličine:			$\Delta h_{rot,cl}$	0,2219	kJ/kg
Rotor			$\Delta h_{rot,i}$	0,03507	kJ/kg
d_4	0,952	m	$\Delta h_{rot,pa}$	0,8743	kJ/kg
Z	0,2058	m	$\Delta h_{rot,te}$	0,098	kJ/kg
r_4	0,476	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,07897	kJ/kg
r_{h5}	0,1428	m	Δh_e	0,4129	kJ/kg
r_{s5}	0,2772	m	Δh_{st}	0,2326	kJ/kg
b_4	0,02341	m	Δh_{vol}	0,05478	kJ/kg
b_5	0,1344	m	$\Delta h_{losstot}$	2	kJ/kg
M_4	0,9774	-	$\Delta h_{loss,rot}$	1,721	kJ/kg
$M_{5,rel}$	0,5124	-	Gubici % $\Delta h_{losstot}$		
β_{4r}	-42,72	°	$\Delta h_{rot,cl}$	11,04529617	%
$\beta_{4r,opt}$	-29,03	°	$\Delta h_{rot,i}$	1,745644599	%
Z_r	24	-	$\Delta h_{rot,pa}$	43,51916376	%
Stator			$\Delta h_{rot,te}$	4,87804878	%
r_3	0,4862	m	$\Delta h_{rot,w}$	3,930811349	%
r_2	0,5236	m	$\Delta h_{rot,e}$	20,55251369	%
b_3	0,02341	m	Δh_{st}	11,57789945	%
b_2	0,02341	m	Δh_{vol}	2,726729716	%
Z_s	30	-			

4.2.2. Rezultati optimizacije sa difuzorom

U nastavku su tablično prikazani rezultati optimizacije za slučajeve s difuzorom.

Tablica 10. Rezultati optimizacije – slučaj 1b

1b					
Neovisne varijable optimizacije: p_{max} , ΔT_{SH} , N_s					
Veličina	Vrijednost	Jedinica	Veličina	Vrijednost	Jedinica
Optimalna točka:			Nastavak:		
p_{max}	20,58	bar	o_{n3}	0,0159	m
ΔT_{SH}	8,033	°C	c_{n3}	0,0927	m
N_s	0,5366	-	γ_3	9,215	°
W_{net}	1615	kW	γ_2	25,48	°
Pogonski parametri:			M_3	0,9066	-
v_s	0,6507	-	σ	1,333	-
η_t	89,95	%	r_1	0,4458	m
W_t	2079	kW	r_{vol}	0,1191	m
N_t	3984	min ⁻¹	r_{max}	0,5649	m
m_{wf}	154,2	kg/s	d_{max}	1,1298	m
Geometrijske i ostale veličine:			Gubici		
Rotor			Δh_{id}	15,62	kJ/kg
d_4	0,5514	m	Δh_{act}	14,04	kJ/kg
Z	0,1737	m	$\Delta h_{rot,cl}$	0,05179	kJ/kg
r_4	0,2757	m	$\Delta h_{rot,i}$	0,162	kJ/kg
r_{h5}	0,0772	m	$\Delta h_{rot,pa}$	0,8931	kJ/kg
r_{s5}	0,193	m	$\Delta h_{rot,te}$	0,03408	kJ/kg
b_4	0,04486	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,01408	kJ/kg
b_5	0,1158	m	Δh_e	0,1527	kJ/kg
M_4	0,9796	-	Δh_{st}	0,1937	kJ/kg
$M_{5,rel}$	0,5325	-	Δh_{vol}	0,0672	kJ/kg
α_{4r}	75,11	°	$\Delta h_{losstot}$	1,569	kJ/kg
β_{4r}	12,38	°	Gubici % $\Delta h_{losstot}$		
$\beta_{4r,opt}$	-20,41	°	$\Delta h_{rot,cl}$	3,300828553	%
$\beta_{4r,blade}$	0	°	$\Delta h_{rot,i}$	10,3250478	%
Z_r	22	-	$\Delta h_{rot,pa}$	56,92160612	%
Stator			$\Delta h_{rot,te}$	2,1720841	%
r_3	0,2988	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,897386871	%
r_2	0,3267	m	$\Delta h_{rot,e}$	9,732313576	%
b_3	0,04486	m	Δh_{st}	12,34544296	%
b_2	0,04486	m	Δh_{vol}	4,282982792	%
Z_s	27	-	Difuzor		
AR_{diff}	2,5	-	b_6	0,4912	m
L_{diff}	0,9019	m	Δp_{diff}	0,2683	bar

Tablica 11. Rezultati optimizacije – slučaj 2b

2b					
Neovisne varijable optimizacije: p_{max} , ΔT_{SH} , N_s , v_s					
Veličina	Vrijednost	Jedinica	Veličina	Vrijednost	Jedinica
Optimalna točka:			Stator nastavak:		
p_{max}	23,63	bar	o_{n3}	0,01902	m
ΔT_{SH}	5,275	°C	c_{n3}	0,1248	m
N_s	0,3604	-	γ_3	8,355	°
v_s	0,7267	-	γ_2	23,22	°
W_{net}	1776	kW	M_3	0,9543	-
Pogonski parametri:			σ	1,333	-
η_t	91,54	%	r_1	0,5833	m
W_t	2272	kW	r_{vol}	0,1022	m
N_t	2984	min ⁻¹	r_{max}	0,6855	m
m_{wf}	148	kg/s	d_{max}	1,371	m
Geometrijske i ostale veličine:			Gubici		
Rotor			Δh_{id}	17,48	kJ/kg
d_4	0,8695	m	Δh_{act}	15,99	kJ/kg
Z	0,2408	m	$\Delta h_{rot,cl}$	0,173	kJ/kg
r_4	0,4347	m	$\Delta h_{rot,i}$	0,02468	kJ/kg
r_{h5}	0,107	m	$\Delta h_{rot,pa}$	0,7855	kJ/kg
r_{s5}	0,2676	m	$\Delta h_{rot,te}$	0,08829	kJ/kg
b_4	0,02771	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,05802	kJ/kg
b_5	0,1606	m	Δh_e	0,06186	kJ/kg
M_4	0,9798	-	Δh_{st}	0,2296	kJ/kg
$M_{5,rel}$	0,4874	-	Δh_{vol}	0,05749	kJ/kg
α_{4r}	77,36	°	$\Delta h_{losstot}$	1,478	kJ/kg
β_{4r}	-34,5	°	Gubici % $\Delta h_{losstot}$		
$\beta_{4r,opt}$	-21,84	°	$\Delta h_{rot,cl}$	11,70500677	%
$\beta_{4r,blade}$	0	°	$\Delta h_{rot,i}$	1,669824087	%
Z_r	24	-	$\Delta h_{rot,pa}$	53,14614344	%
Stator			$\Delta h_{rot,te}$	5,973612991	%
r_3	0,4469	m	$\Delta h_{rot,w}$	3,925575101	%
r_2	0,4811	m	$\Delta h_{rot,e}$	4,185385656	%
b_3	0,02771	m	Δh_{st}	15,53450609	%
b_2	0,02771	m	Δh_{vol}	3,889715832	%
Z_s	30	-	Difuzor		
AR_{diff}	2,5	-	b_6	0,5961	m
L_{diff}	1,251	m	Δp_{diff}	0,1076	bar

Tablica 12. Rezultati optimizacije – slučaj 3b

3b					
Neovisne varijable optimizacije: p_{max} , ΔT_{SH} , N_s , $\beta_{4r,blade}$					
Veličina	Vrijednost	Jedinica	Veličina	Vrijednost	Jedinica
Optimalna točka:			Stator nastavak:		
p_{max}	20,53	bar	o_{n3}	0,01573	m
ΔT_{SH}	5,551	°C	c_{n3}	0,09122	m
N_s	0,5615	-	γ_3	9,299	°
$\beta_{4r,blade}$	27,45	°	γ_2	25,56	°
W_{net}	1633	kW	M_3	0,9005	-
Pogonski parametri:			σ	1,333	-
v_s	0,6567	-	r_1	0,4428	m
η_t	90,32	%	r_{vol}	0,1212	m
W_t	2107	kW	r_{max}	0,564	m
N_t	4059	min ⁻¹	d_{max}	1,128	m
m_{wf}	159,8	kg/s	Gubici		
Geometrijske i ostale veličine:			Δh_{id}	15,21	kJ/kg
Rotor			Δh_{act}	13,73	kJ/kg
d_4	0,5388	m	$\Delta h_{rot,cl}$	0,04665	kJ/kg
Z	0,1697	m	$\Delta h_{rot,i}$	0,0009437	kJ/kg
r_4	0,2694	m	$\Delta h_{rot,pa}$	0,9703	kJ/kg
r_{h5}	0,07543	m	$\Delta h_{rot,te}$	0,03021	kJ/kg
r_{s5}	0,1886	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,01311	kJ/kg
b_4	0,04663	m	Δh_e	0,1658	kJ/kg
b_5	0,1132	m	Δh_{st}	0,2802	kJ/kg
M_4	0,9796	-	Δh_{vol}	0,06507	kJ/kg
$M_{5,rel}$	0,5477	-	$\Delta h_{losstot}$	1,472	kJ/kg
α_{4r}	74,72	°	Gubici % $\Delta h_{losstot}$		
β_{4r}	9,359	°	$\Delta h_{rot,cl}$	3,169157609	%
$\beta_{4r,opt}$	6,988	°	$\Delta h_{rot,i}$	0,064110054	%
Z_r	21	-	$\Delta h_{rot,pa}$	65,91711957	%
Stator			$\Delta h_{rot,te}$	2,052309783	%
r_3	0,294	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,890625	%
r_2	0,3216	m	$\Delta h_{rot,e}$	11,26358696	%
b_3	0,04663	m	Δh_{st}	19,03532609	%
b_2	0,04663	m	Δh_{vol}	4,420516304	%
Z_s	27	-	Difuzor		
AR_{diff}	2,5	-	b_6	0,4851	m
L_{diff}	0,8813	m	Δp_{diff}	0,2991	bar

Tablica 13. Rezultati optimizacije – slučaj 4b

4b					
Neovisne varijable optimizacije: p_{max} , ΔT_{SH} , N_s , v_s , $\beta_{4r,blade}$					
Veličina	Vrijednost	Jedinica	Veličina	Vrijednost	Jedinica
Optimalna točka:			Stator nastavak:		
p_{max}	23,66	bar	o_{n3}	0,02113	m
ΔT_{SH}	5,309	°C	c_{n3}	0,1431	m
N_s	0,3128	-	γ_3	7,976	°
v_s	0,7285	-	γ_2	22,88	°
$\beta_{4r,blade}$	1,585	°	M_3	0,9595	-
W_{net}	1782	kW	σ	1,333	-
Pogonski parametri:			r_1	0,6526	m
η_t	91,75	%	r_{vol}	0,1018	m
W_t	2278	kW	r_{max}	0,7544	m
N_t	2593	min ⁻¹	d_{max}	1,6088	m
m_{wf}	147,8	kg/s	Gubici		
Geometrijske i ostale veličine:			Δh_{id}	17,5	kJ/kg
Rotor			Δh_{act}	16,06	kJ/kg
d_4	1,004	m	$\Delta h_{rot,cl}$	0,1255	kJ/kg
Z	0,2574	m	$\Delta h_{rot,i}$	0,009362	kJ/kg
r_4	0,5019	m	$\Delta h_{rot,pa}$	0,6952	kJ/kg
r_{h5}	0,1144	m	$\Delta h_{rot,te}$	0,09442	kJ/kg
r_{s5}	0,286	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,07412	kJ/kg
b_4	0,025	m	Δh_e	0,05534	kJ/kg
b_5	0,1716	m	Δh_{st}	0,245	kJ/kg
M_4	0,9792	-	Δh_{vol}	0,05511	kJ/kg
$M_{5,rel}$	0,4542	-	$\Delta h_{losstot}$	1,444	kJ/kg
α_{4r}	77,81	°	Gubici % $\Delta h_{losstot}$		
β_{4r}	-36	°	$\Delta h_{rot,cl}$	8,691135734	%
$\beta_{4r,opt}$	-29,09	°	$\Delta h_{rot,i}$	0,64833795	%
Z_r	25	-	$\Delta h_{rot,pa}$	48,14404432	%
Stator			$\Delta h_{rot,te}$	6,538781163	%
r_3	0,5124	m	$\Delta h_{rot,w}$	5,132963989	%
r_2	0,5508	m	$\Delta h_{rot,e}$	3,83241	%
b_3	0,025	m	Δh_{st}	16,966759	%
b_2	0,025	m	Δh_{vol}	3,816481994	%
Z_s	30	-	Difuzor		
AR_{diff}	2,5	-	b_6	0,6126	m
L_{diff}	1,337	m	Δp_{diff}	0,09591	bar

Tablica 14. Rezultati optimizacije – slučaj 5b

5b					
Neovisne varijable optimizacije: p_{max} , ΔT_{SH} , N_s , v_s , $\beta_{4r,blade}$, α_{4r}					
Veličina	Vrijednost	Jedinica	Veličina	Vrijednost	Jedinica
Optimalna točka:			Stator nastavak:		
p_{max}	24,16	bar	o_{n3}	0,02534	m
ΔT_{SH}	5,262	°C	c_{n3}	0,1443	m
N_s	0,3626	-	γ_3	9,294	°
v_s	0,7433	-	γ_2	26,11	°
$\beta_{4r,blade}$	0,3998	°	M_3	0,9549	-
α_{4r}	75,46	°	σ	1,333	-
W_{net}	1785	kW	r_1	0,5917	m
Pogonski parametri:			r_{vol}	0,09966	m
η_t	91,52	%	r_{max}	0,69136	m
W_t	2284	kW	d_{max}	1,38272	m
N_t	3071	min ⁻¹	Gubici		
m_{wf}	146	kg/s	Δh_{id}	17,82	kJ/kg
Geometrijske i ostale veličine:			Δh_{act}	16,3	kJ/kg
Rotor			$\Delta h_{rot,cl}$	0,1986	kJ/kg
d_4	0,8725	m	$\Delta h_{rot,i}$	0,02664	kJ/kg
Z	0,217	m	$\Delta h_{rot,pa}$	0,8079	kJ/kg
r_4	0,4362	m	$\Delta h_{rot,te}$	0,06378	kJ/kg
r_{h5}	0,09645	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,06585	kJ/kg
r_{s5}	0,2411	m	Δh_e	0,07762	kJ/kg
b_4	0,02286	m	Δh_{st}	0,2105	kJ/kg
b_5	0,1447	m	Δh_{vol}	0,05963	kJ/kg
M_4	0,9797	-	$\Delta h_{losstot}$	1,51	kJ/kg
$M_{5,rel}$	0,4716	-	Gubici % $\Delta h_{losstot}$		
β_{4r}	-38,7	°	$\Delta h_{rot,cl}$	13,15231788	%
$\beta_{4r,opt}$	-27,81	°	$\Delta h_{rot,i}$	1,764238411	%
Z_r	22	-	$\Delta h_{rot,pa}$	53,50331126	%
Stator			$\Delta h_{rot,te}$	4,22384106	%
r_3	0,4477	m	$\Delta h_{rot,w}$	4,360927152	%
r_2	0,492	m	$\Delta h_{rot,e}$	5,140397351	%
b_3	0,02286	m	Δh_{st}	13,94039735	%
b_2	0,02286	m	Δh_{vol}	3,949006623	%
Z_s	26	-	Difuzor		
AR_{diff}	2,5	-	b_6	0,5593	m
L_{diff}	1,127	m	Δp_{diff}	0,1359	bar

Tablica 15. Rezultati optimizacije – slučaj 6b

6b					
Neovisne varijable optimizacije: p_{max} , ΔT_{SH} , N_s , v_s , $\beta_{4r,blade}$, α_{4r} , Γ_{rotor}					
Veličina	Vrijednost	Jedinica	Veličina	Vrijednost	Jedinica
Optimalna točka:			Stator nastavak:		
p_{max}	23,72	bar	o_{n3}	0,0284	m
ΔT_{SH}	0,5009	°C	c_{n3}	0,1649	m
N_s	0,3021	-	γ_3	9,276	°
v_s	0,7315	-	γ_2	25,53	°
$\beta_{4r,blade}$	2,176	°	M_3	0,9606	-
α_{4r}	75,73	°	σ	1,333	-
Γ_{rotor}	1,045	-	r_1	0,6807	m
W_{net}	1774	kW	r_{vol}	0,09961	m
Pogonski parametri:			r_{max}	0,7804	m
η_t	91,1	%	d_{max}	1,5608	m
W_t	2272	kW	Gubici		
N_t	2508	min ⁻¹	Δh_{id}	17,52	kJ/kg
m_{wf}	148,4	kg/s	Δh_{act}	15,95	kJ/kg
Geometrijske i ostale veličine:			$\Delta h_{rot,cl}$	0,2159	kJ/kg
Rotor			$\Delta h_{rot,i}$	0,01643	kJ/kg
d_4	1,043	m	$\Delta h_{rot,pa}$	0,8151	kJ/kg
Z	0,1784	m	$\Delta h_{rot,te}$	0,07096	kJ/kg
r_4	0,5213	m	$\Delta h_{rot,w}$	0,07932	kJ/kg
r_{h5}	0,1564	m	Δh_e	0,07446	kJ/kg
r_{s5}	0,2753	m	Δh_{st}	0,2252	kJ/kg
b_4	0,0203	m	Δh_{vol}	0,06052	kJ/kg
b_5	0,1189	m	$\Delta h_{losstot}$	1,558	kJ/kg
M_4	0,9797	-	Gubici % $\Delta h_{losstot}$		
$M_{5,rel}$	0,4853	-	$\Delta h_{rot,cl}$	13,85750963	%
β_{4r}	-34,54	°	$\Delta h_{rot,i}$	1,054557125	%
$\beta_{4r,opt}$	-25,37	°	$\Delta h_{rot,pa}$	52,31707317	%
Z_r	23	-	$\Delta h_{rot,te}$	4,554557125	%
Stator			$\Delta h_{rot,w}$	5,09114249	%
r_3	0,5313	m	$\Delta h_{rot,e}$	4,779204108	%
r_2	0,5811	m	Δh_{st}	14,45442875	%
b_3	0,0203	m	Δh_{vol}	3,884467266	%
b_2	0,0203	m			
Z_s	27	-			
Difuzor					
AR_{diff}	2,5	-	b_6	0,5693	m
L_{diff}	0,9261	m	Δp_{diff}	0,1303	bar

4.3. Analiza rezultata optimizacije

Učinkovitost radjalne turbine i ORC-a procijeniti će se usporedbom stupnja korisnosti turbine i dobivene neto snage postrojenja, a veličina turbine procijeniti će se promatranjem promjera rotora na ulazu u rotorske lopatice (maksimalni promjer rotora). Te vrijednosti prikazane su u tablici 16 uz vrijednosti ulaznih varijabli proračuna dobivenih optimizacijom (optimalna radna točka).

Tablica 16. Usporedni prikaz rezultata optimizacije (Oznaka * - varijabla nije ulazna neovisna varijabla optimizacije za taj slučaj - vrijednost zadana izrazima u proračunu. Za ulazne varijable optimizacije za koje postoje preporučene vrijednosti prema izrazima iz literature one su navedene u zagradama.)

Slučaj		p_{max} [bar]	ΔT_{SH} [°C]	N_S [-]	v_S [-]	$\beta_{4r,blade}$ [°]	α_{4r} [°]	Γ_{rotor} [-]	W_{net} [kW]	η_t [%]	d_4 [m]
1	a	21,01	5,513	0,4822	0,637*	0*	75,9*	1,109*	1573	86,76	0,5966
	b	20,58	8,033	0,5366	0,6507*	0*	75,11*	1,132*	1615	89,95	0,5514
2	a	24,04	5,082	0,3038	0,7217 (0,5807)	0*	77,89*	1,012*	1749	90,15	1,012
	b	23,63	5,275	0,3604	0,7267 (0,6009)	0*	77,36*	1,02*	1776	91,54	0,8695
3	a	20,74	7,326	0,4755	0,6352*	31,08	75,99*	1,113*	1574	87,61	0,6019
	b	20,53	5,551	0,5615	0,6567*	27,45	74,72*	1,15*	1633	90,32	0,5388
4	a	24,29	5,083	0,3021	0,7271 (0,5801)	3,82	77,9*	1,011*	1751	90,09	1,02
	b	23,66	5,309	0,3128	0,7285 (0,5841)	1,585	77,81*	1,012*	1782	91,75	1,004
5	a	24,85	5,205	0,3293	0,7392 (0,5902)	1,112	77,1 (77,66)	1,012*	1746	89,54	0,9374
	b	24,16	5,262	0,3626	0,7433 (0,6017)	0,3998	75,46 (77,33)	1,014*	1785	91,52	0,8725
6	a	24,92	5,19	0,321	0,7332 (0,5872)	1,447	77,38 (77,74)	1,105 (1,012)	1735	89,01	0,952
	b	23,72	5,009	0,3021	0,7315 (0,5801)	2,176	75,73 (77,9)	1,045 (1,008)	1774	91,1	1,043

Iz tablice 16 vidljivo da se optimalni tlak na ulazu u turbinu za slučajeve u kojima v_s nije varijabla optimizacije (1 i 3) nalazi u uskom rasponu od ≈ 20 bar do ≈ 21 bar. Za slučajeve u kojima je v_s varijabla optimizacije optimalni tlak je veći i nalazi se u rasponu od $\approx 23,5$ bar do ≈ 25 bar.

U svim slučajevima optimalna vrijednost stupnja pregrijanja ΔT_{SH} je blizu donje granice raspona optimizacije od 5°C .

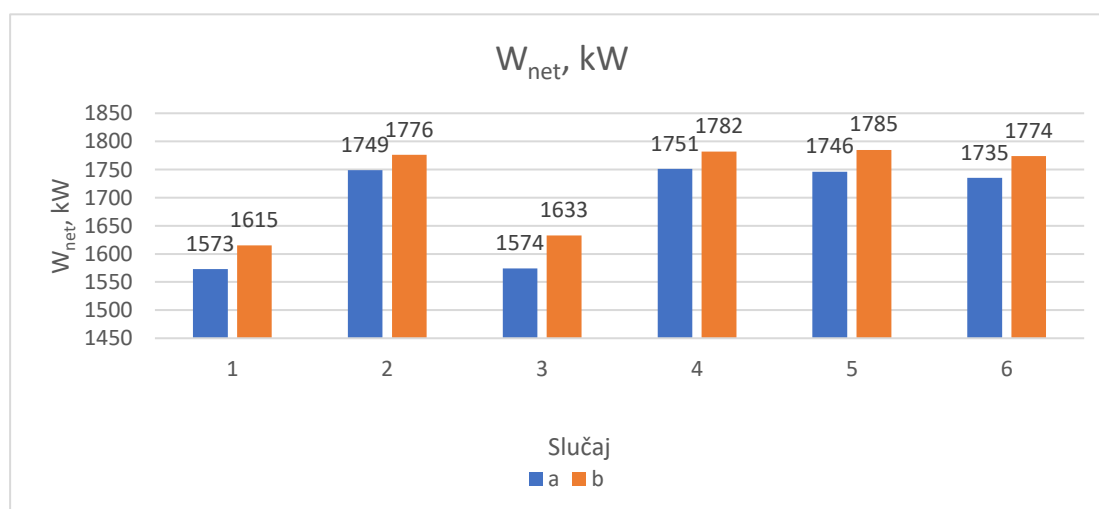
Optimalne vrijednosti specifične brzine N_s za slučajeve u kojima je v_s varijabla optimizacije (2, 4, 5 i 6) kreću se u donjem dijelu raspona optimizacije ($\approx 0,3$ do $\approx 0,36$). Za slučajeve u kojima v_s nije varijabla optimizacije (1 i 3), optimalne vrijednosti su u rasponu od $\approx 0,47$ do $\approx 0,56$. Za slučajeve s difuzorom optimalne vrijednosti N_s su veće u odnosu na slučajeve bez difuzora.

Vrijednosti v_s dobivene optimiranjem značajno su veće od vrijednosti dobivenih izrazom preporučenim u stručnoj literaturi. Optimalne vrijednosti v_s kreću se u rasponu od $\approx 0,71$ do $\approx 0,74$. Za slučajeve s difuzorom optimalne vrijednosti v_s malo su veće od vrijednosti slučajeva bez difuzora.

Optimalne vrijednosti kuta $\beta_{4r,blade}$ teže donjoj granici od 0° osim u slučaju 3 kada v_s nije varijabla optimizacije.

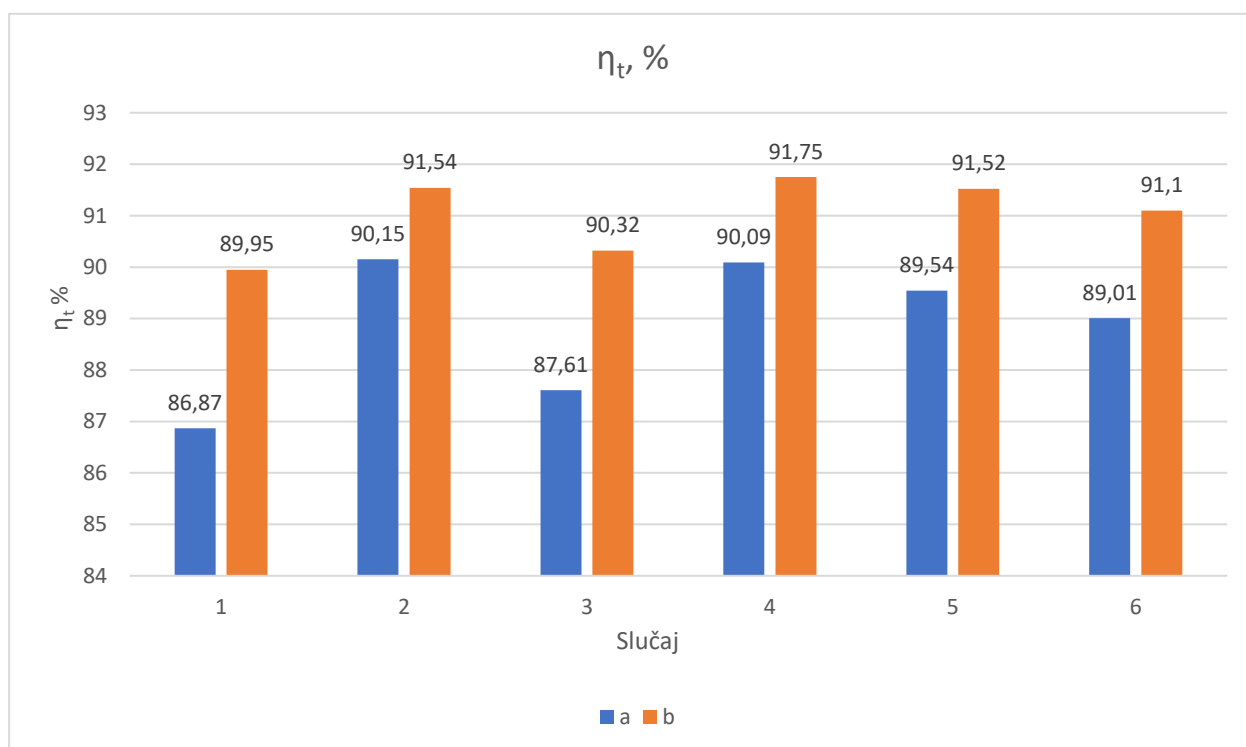
Vrijednosti kuta α_{4r} dobivene optimiranjem za slučajeve bez difuzora približno su jednake vrijednostima dobivenim izrazom preporučenim u stručnoj literaturi i iznose $\approx 77^\circ$. Za slučajeve optimiranja α_{4r} s uključenim difuzorom (5b i 6b) optimalna vrijednost je nešto niža ($75,46^\circ$ i $75,73^\circ$).

Optimalne vrijednosti Γ_{rotor} malo su veće od vrijednosti dobivenih preporučenim izrazima iz stručne literature. U slučaju 6a za $\approx 9\%$ dok je u slučaju 6b razlika manje izražena ($\approx 3,7\%$).



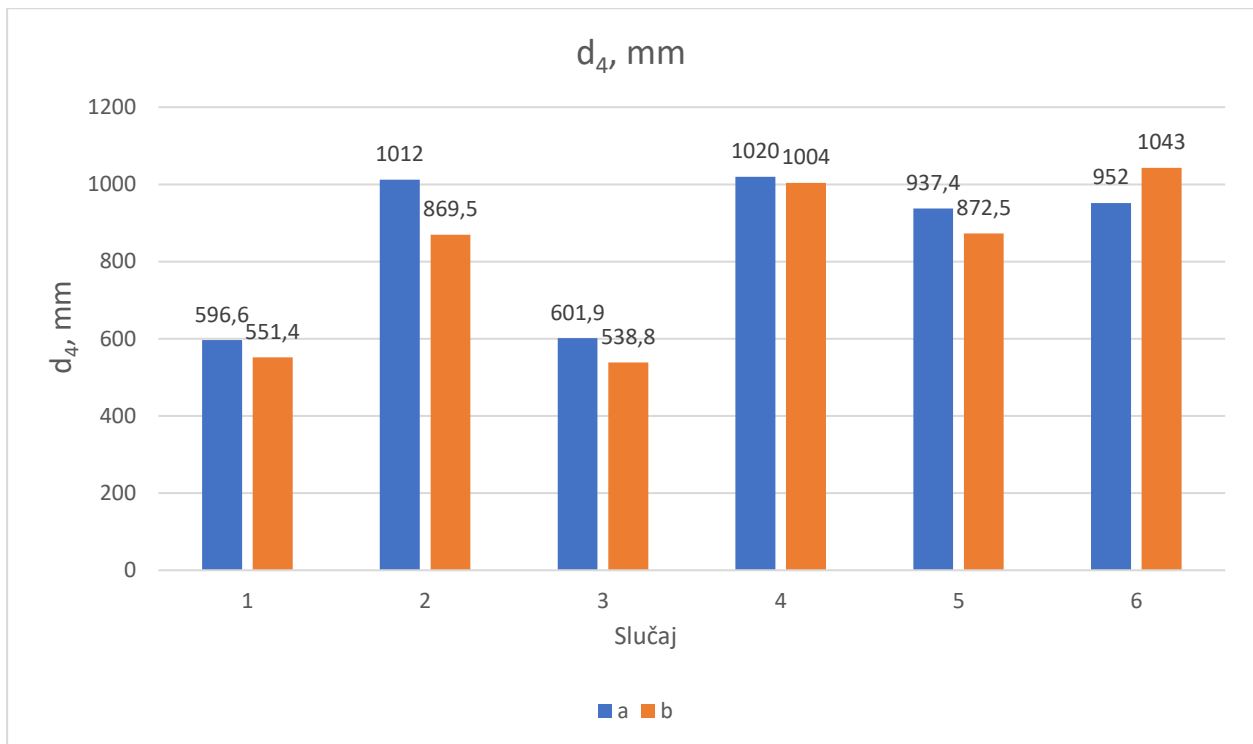
Slika 21. Usporedba dobivenih vrijednosti neto snage postrojenja

Na slici 21 nalazi se usporedni prikaz dobivene vrijednosti W_{net} za pojedine slučajeve optimizacije. Iz grafa na vidi se da uključivanjem difuzora u proračun za svaki slučaj dolazi do povećanja neto snage postrojenja u odnosu na slučajeve bez difuzora. Slučajevi 1 i 3, u kojima je v_s zadan izrazom iz stručne literaturi, imaju značajno manju neto snagu u odnosu na slučajeve 2, 4, 5 i 6. Dodavanjem kuta lopatice $\beta_{4r,blade}$ kao nezavisne varijable u slučajevima 3 i 4, dolazi do beznačajnog povećanja (manje od 1%) neto snage u odnosu na slučajeve 1 i 2 u kojima je kut lopatice jednak nuli. Dodavanjem varijable α_{4r} kao neovisne varijable u slučaju 5 dolazi do vrlo malog pada ($< 1\%$) dobivene neto snage u odnosu na slučaj 4. U slučaju 6 dodana je varijabla Γ_{rotor} kao neovisna varijabla optimizacije te je došlo do malog pada ($\approx 2,4\%$) neto snage u odnosu na slučaj 5. Iz slike 21 vidljivo je da najveći utjecaj na dobivenu maksimiziranu neto snagu ima dodavanje v_s kao neovisne varijable te uključivanje difuzora u proračun. Ostale varijable imaju minimalan utjecaj.



Slika 22. Usporedba dobivenih vrijednosti stupnja korisnosti turbine

Na slici 22 prikazana je usporedba dobivenih vrijednosti stupnja korisnosti radijalne turbine. Vrijednosti stupnja korisnosti prate sličan trend rasta i pada kao i kod neto snage postrojenja budući da neto snaga postrojenja ovisi o snazi turbine (koja ovisi o stupnju korisnosti). Povećanje stupnja korisnosti zbog difuzora izraženije je u slučajevima 1 i 3 (gdje su veličine v_s , α_{4r} i Γ_{rotor} zadane izrazima iz literature) i iznosi preko 3% dok je u ostalim slučajevima porast malo veći od 1%.

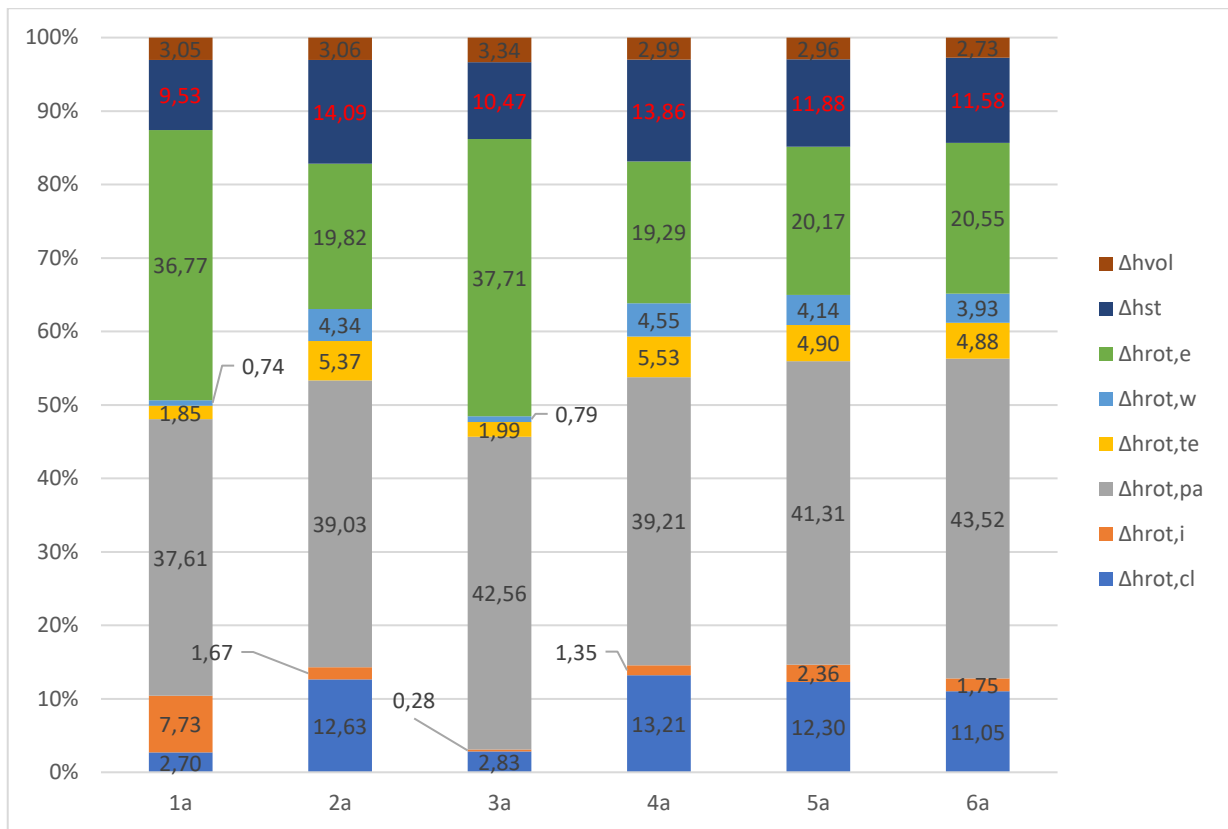


Slika 23. Usporedba vrijednosti d_4

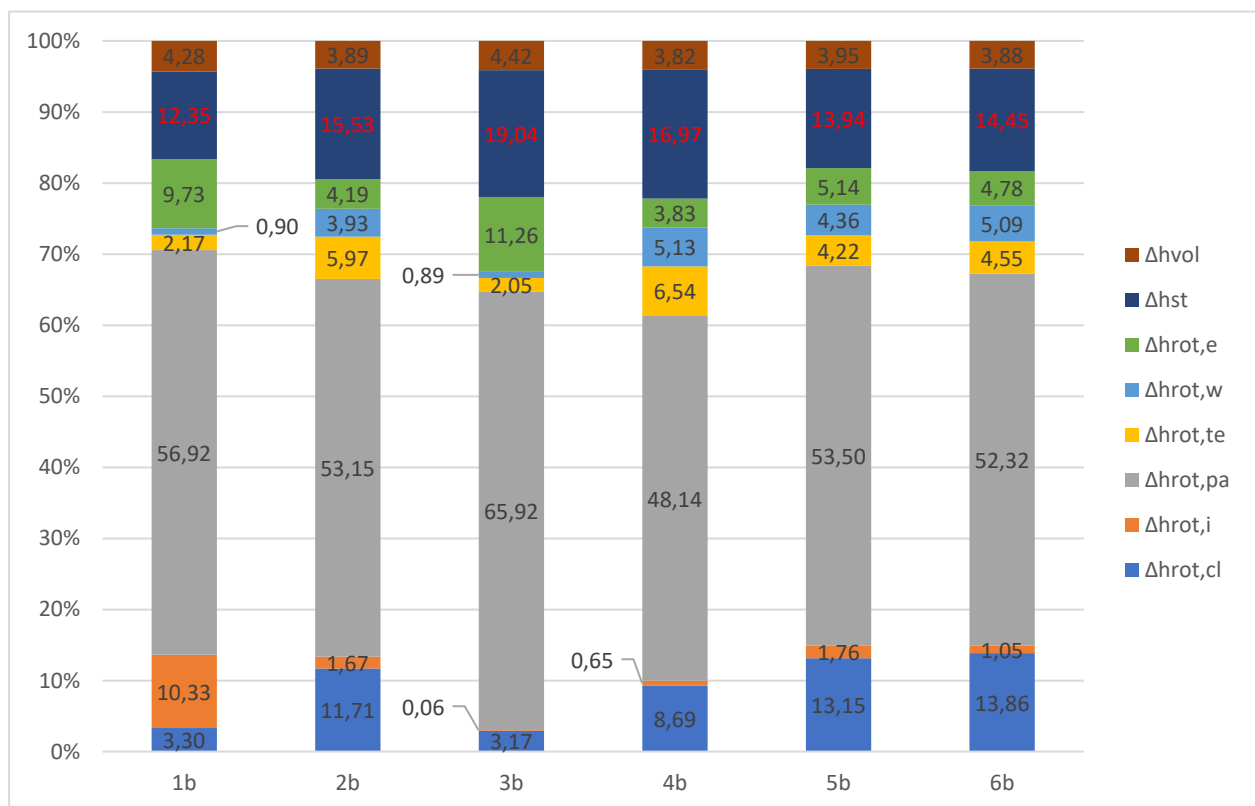
Na slici 23 prikazana je usporedba vrijednosti promjera rotora na ulazu. Iz slike je vidljivo da je promjer ulaza rotora značajno veći (za ≈ 44 do $\approx 70\%$) za slučajeve u kojima su veličine v_s , α_{4r} i Γ_{rotor} neovisne varijable (2, 4, 5 i 6). Promjer slučajeva sa difuzorom je manji u odnosu na slučajeve bez difuzora, osim u slučaju 6 gdje je veći.

Na slici 24 prikazan je raspodjela gubitaka za slučajeve bez difuzora. Svaki gubitak prikazan je kao postotak ukupnog gubitka. Apsolutne vrijednosti nalaze se u tablicama 4 do 9. U svim slučajevima najveći gubitak je gubitak u rotorskim lopaticama, a nakon njega gubitak izlazne kinetičke energije. Udio gubitak izlazne kinetičke energije značajno je manji u slučajevima gdje je v_s neovisna varijabla i ima veće vrijednosti (slučajevi 2a, 4a, 5a i 6a). U slučaju 1a gubitak upadnog kuta puno je veći nego u drugim slučajevima zbog velike razlike između optimalnog i stvarnog relativnog kuta toka.

Na slici 25 prikazana je raspodjela gubitaka za slučajeve s difuzorom. Svaki gubitak prikazan je kao postotak ukupnog gubitka. Apsolutne vrijednosti nalaze se u tablicama 10 do 15. Iz slike je vidljivo da je udio gubitka izlazne kinetičke energije značajno smanjen zbog utjecaja difuzora. Gubitak u rotorskim lopaticama je najveći gubitak kao i u slučajevima bez difuzora.



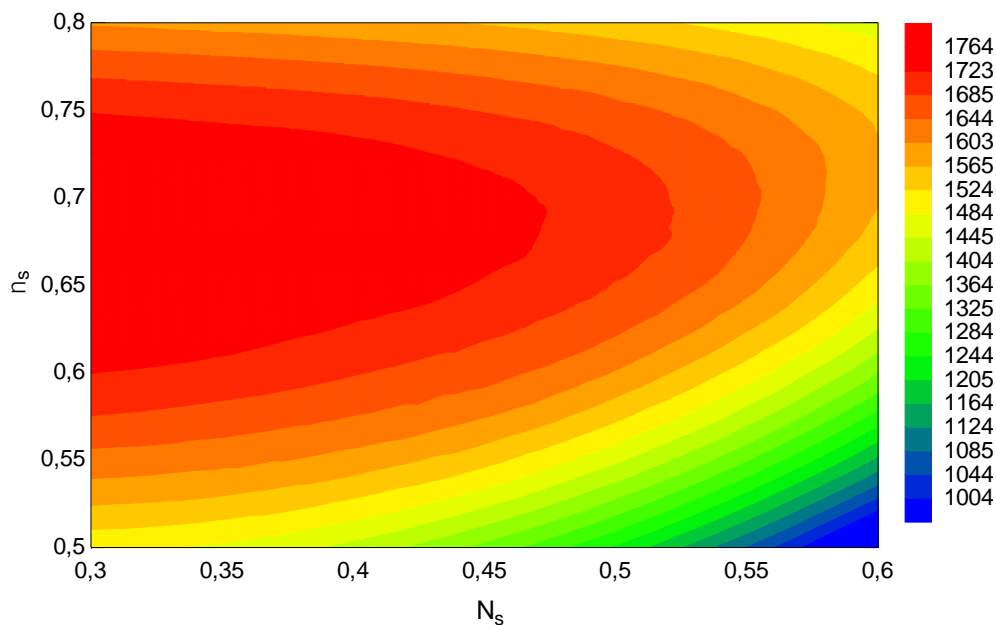
Slika 24. Raspodjela gubitaka kao postotak ukupnih gubitaka - bez difuzora



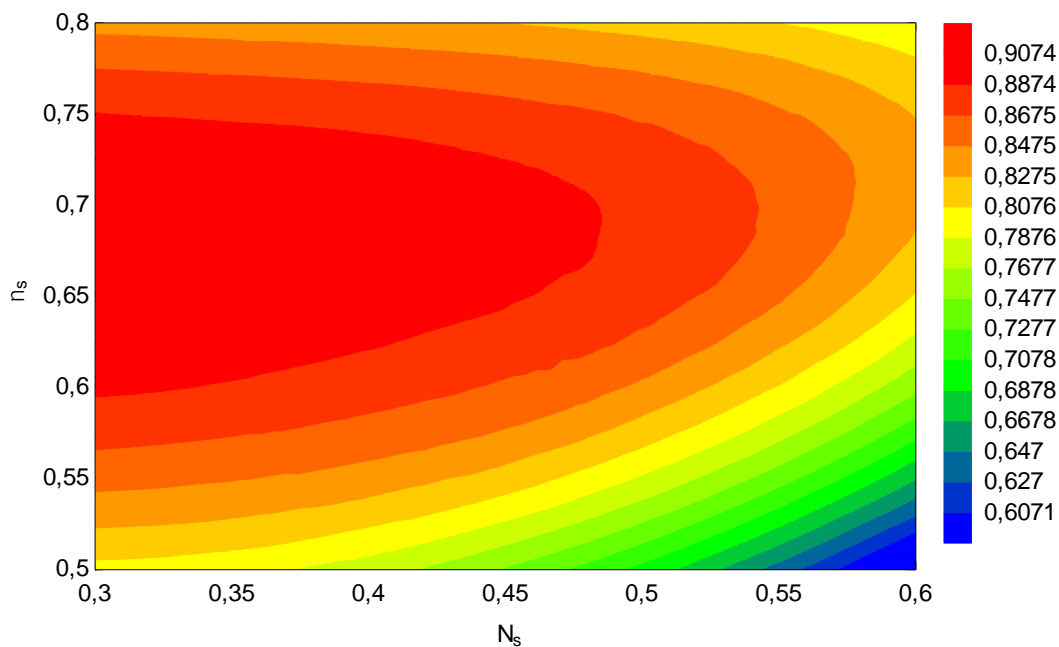
Slika 25. Raspodjela gubitaka kao postotak ukupnih gubitaka – s difuzorom

4.4. Parametarska analiza

U parametarskoj analizi analizirao se utjecaj različitih kombinacija ulaznih parametara na određene veličine. Ulazni tlak od 24 bar i stupanj pregrijanja od 5 °C konstanti su tijekom parametarske analize, v_S je zadan izrazom (5). U nastavku je prikazan utjecaj N_S i v_S .



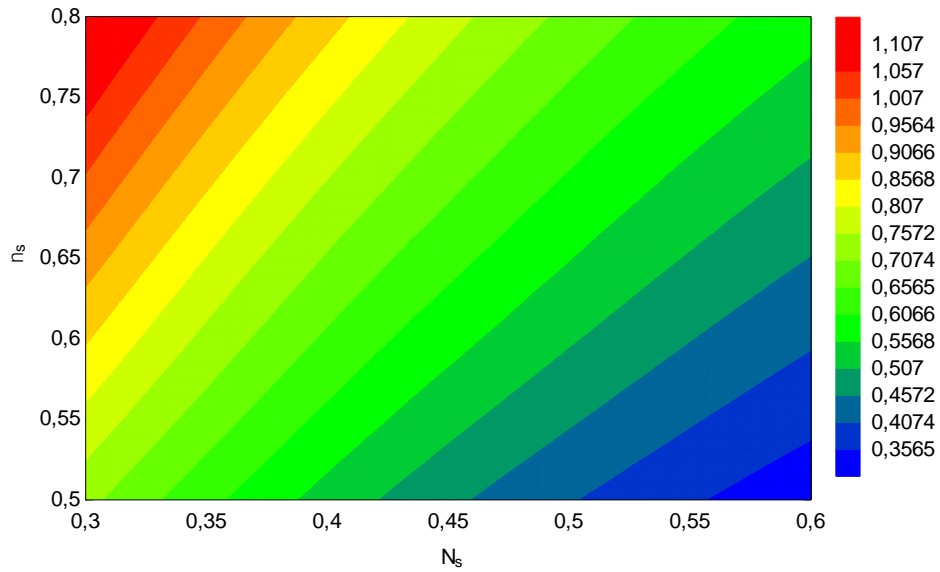
Slika 26. $W_{net} = f(N_S, v_S)$



Slika 27. $\eta_t = f(N_S, v_S)$

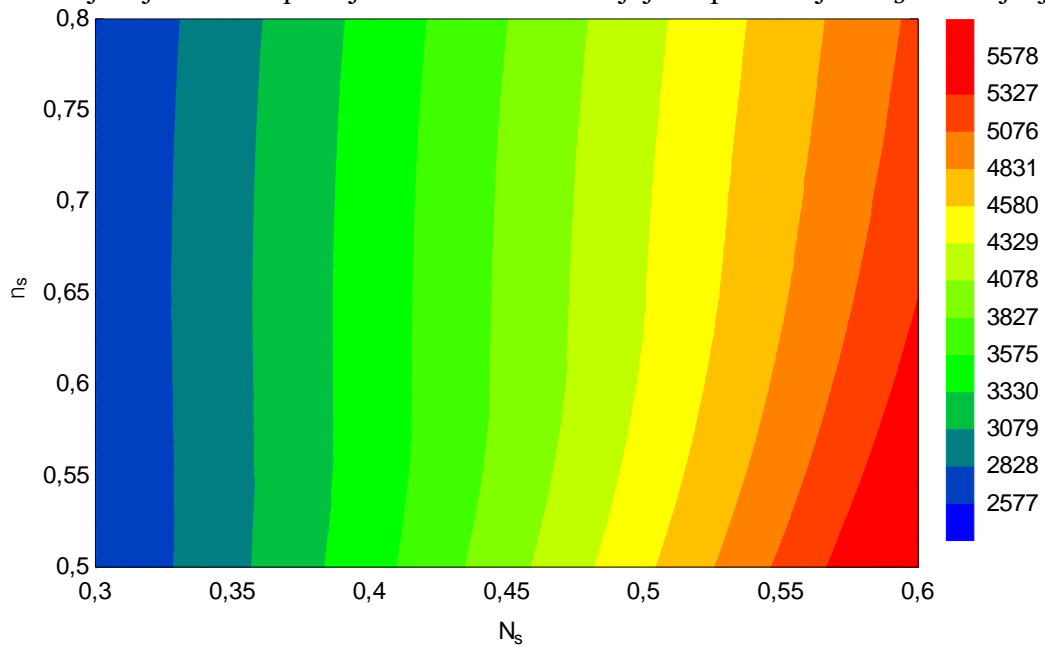
Slika 26 pokazuje da je neto snaga ima najveće vrijednosti za $N_S \approx 0,3$ i $v_S \approx 0,7$. Može se primijetiti da je za različite vrijednosti N_S neto snaga najveća za v_S u blizini vrijednosti 0,7.

Na slici 27 vidljivo je da optimalne vrijednosti N_S i v_S prate isti trend kao i kod neto snage.



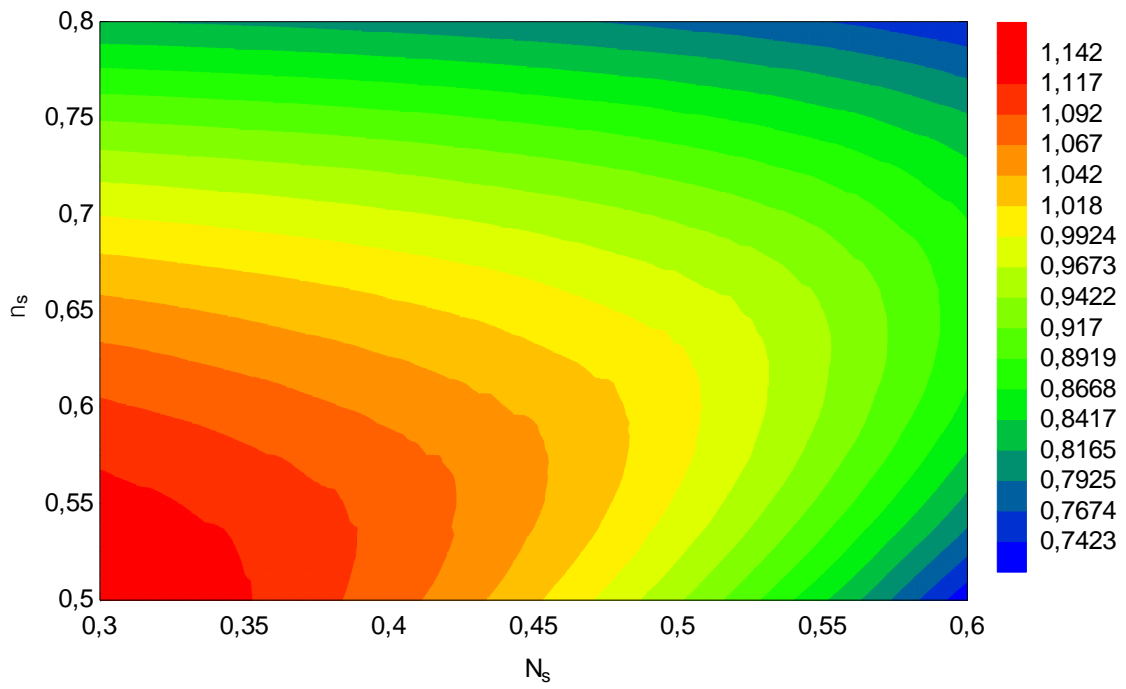
Slika 28. $d_4 = f(N_S, v_S)$

Iz slike 28 zaključuje se da se promjer ulaza rotora smanjuje sa povećanjem N_S i smanjenjem v_S .



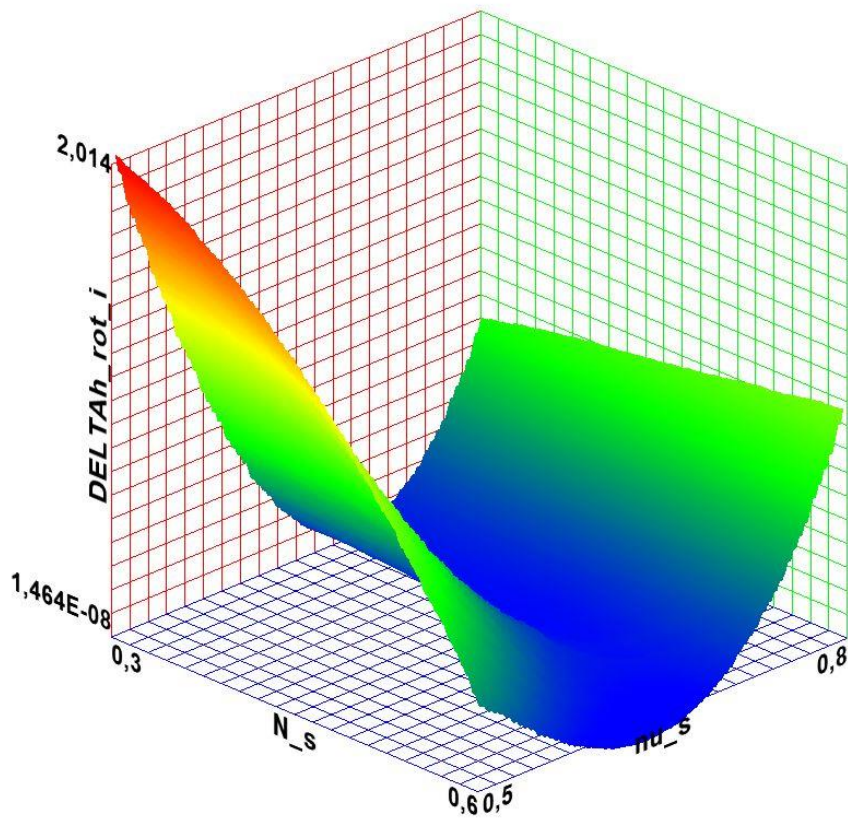
Slika 29. $N_t = f(N_S, v_S)$

Iz slike 29 može se zaključiti da brzina vrtnje turbine N_t raste sa povećanjem N_S te se neznatno mijenja s promjenom v_S .



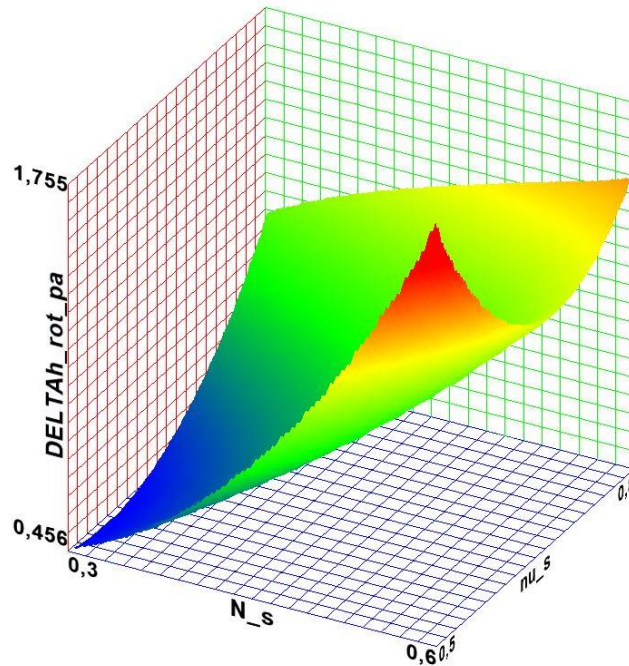
Slika 30. $M_3 = f(N_s, \nu_s)$

Slika 30 prikazuje ovisnost Mach-ovog broja na izlazu statora o N_s i ν_s . Machov broj se smanjuje sa porastom N_s i ν_s .



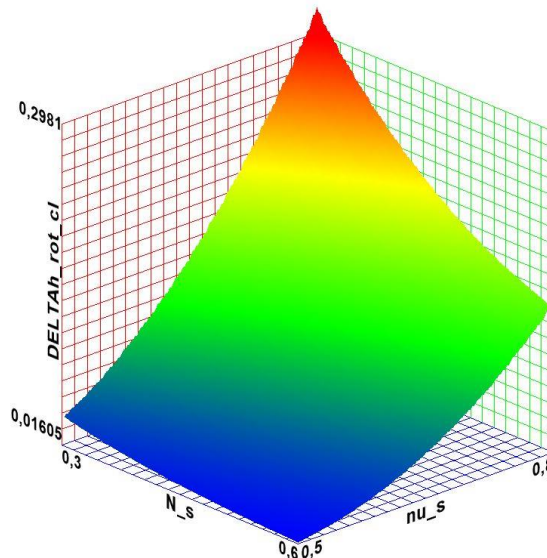
Slika 31. $\Delta h_{rot,i} = f(N_s, \nu_s)$

Slika 31 prikazuje ovisnost gubitka upadnog kuta o N_S i ν_S . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada $\nu_S \approx 0,7$. Dok je iznos ν_S vrijednost gubitka se ne mijenja značajno s promjenom N_S .



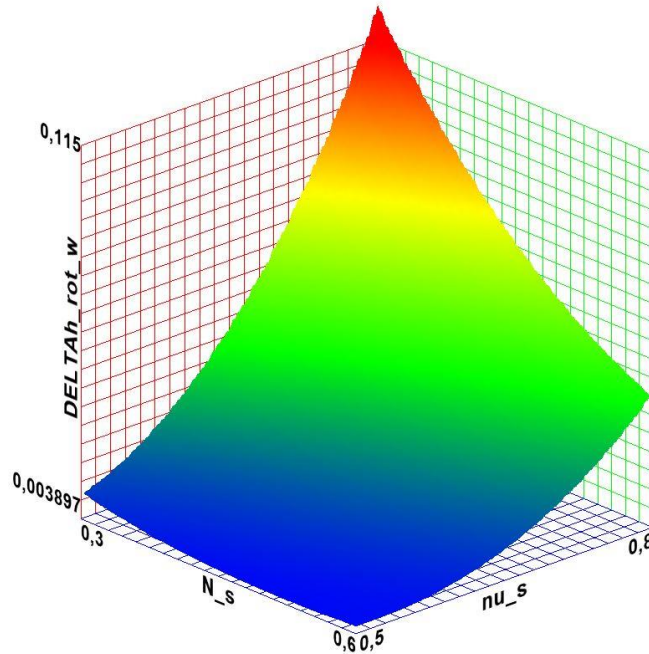
Slika 32. $\Delta h_{rot,pa} = f(N_S, \nu_S)$

Slika 32 prikazuje ovisnost gubitka rotorskim lopaticama o N_S i ν_S . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada $\nu_S \approx 0,5$ i $N_S \approx 0,3$.



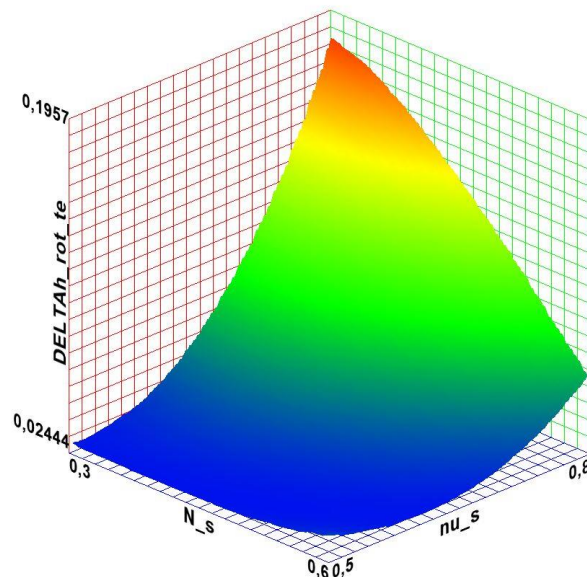
Slika 33. $\Delta h_{rot,cl} = f(N_S, \nu_S)$

Slika 33 prikazuje ovisnost gubitka zbog curenja fluida kroz zatore o N_S i ν_S . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada $\nu_S \approx 0,5$ i $N_S \approx 0,6$. Kada je gubitak $\nu_S \approx 0,5$ gubitak se ne mijenja značajno s promjenom N_S .



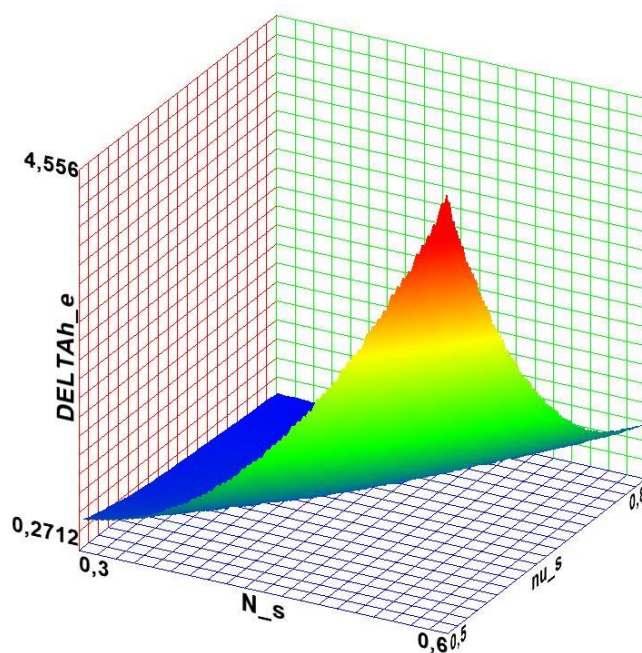
Slika 34. $\Delta h_{rot,w} = f(N_S, \nu_S)$

Slika 34 prikazuje ovisnost gubitka trenja diska o N_S i ν_S . Može se primijetiti da gubitak trenja diska ima sličan tren kao i gubitak zbog curenja fluida kroz zatore.



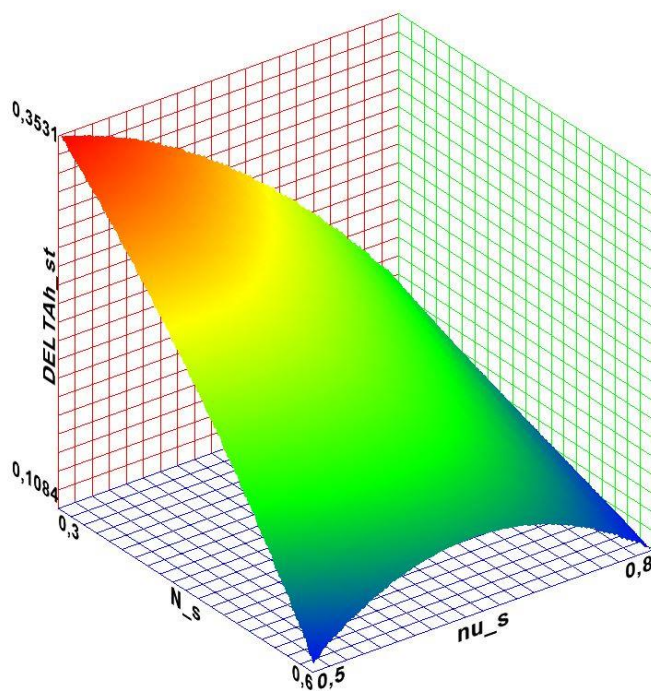
Slika 35. $\Delta h_{rot,te} = f(N_S, \nu_S)$

Slika 35 prikazuje ovisnost gubitka izlaznog ruba o N_S i ν_S . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada $\nu_S \approx 0,5$ i $N_S \approx 0,3$.



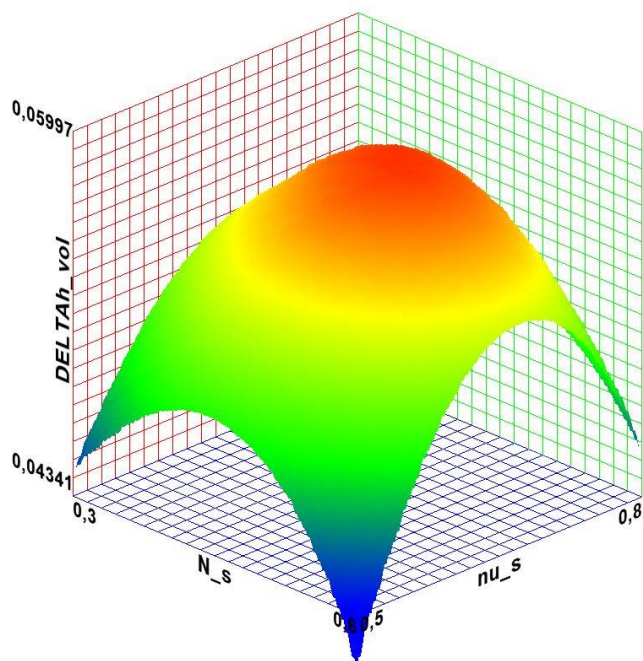
Slika 36. $\Delta h_e = f(N_S, \nu_S)$

Slika 36 prikazuje ovisnost gubitka izlazne kinetičke energije o N_S i ν_S . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada $\nu_S \approx 0,8$ i $N_S \approx 0,3$. Gubitak brzo raste s porastom N_S i smanjenjem ν_S .



Slika 37. $\Delta h_{st} = f(N_S, \nu_S)$

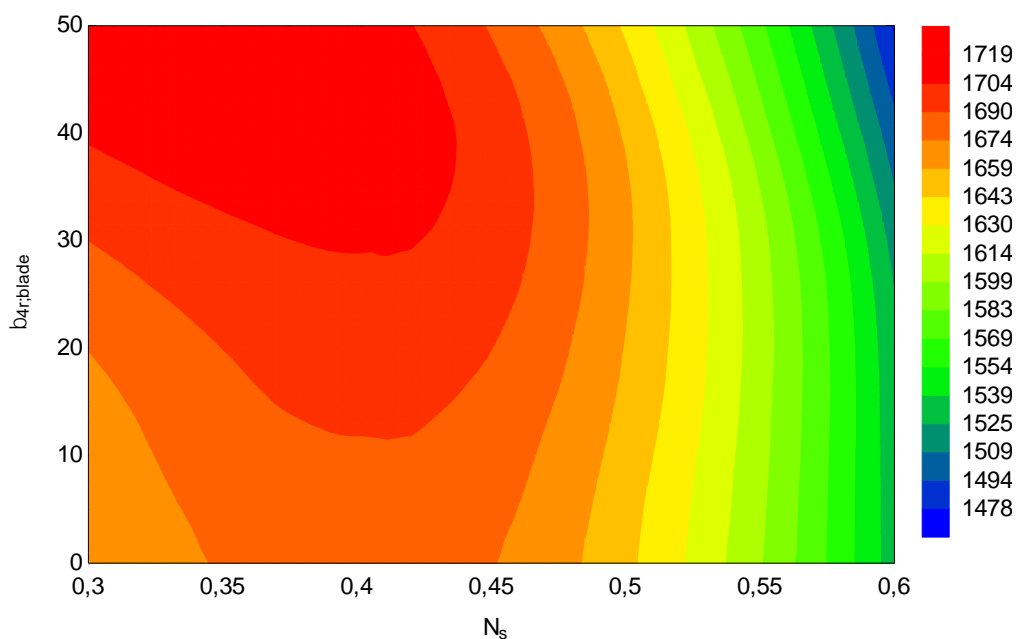
Slika 37 prikazuje ovisnost gubitka u statoru o N_S i v_S . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada $N_S \approx 0,6$. Kada je $N_S \approx 0,6$ gubitak postiže najmanje vrijednosti kada je v_S u donjoj ili gornjoj granici promatranog raspona.



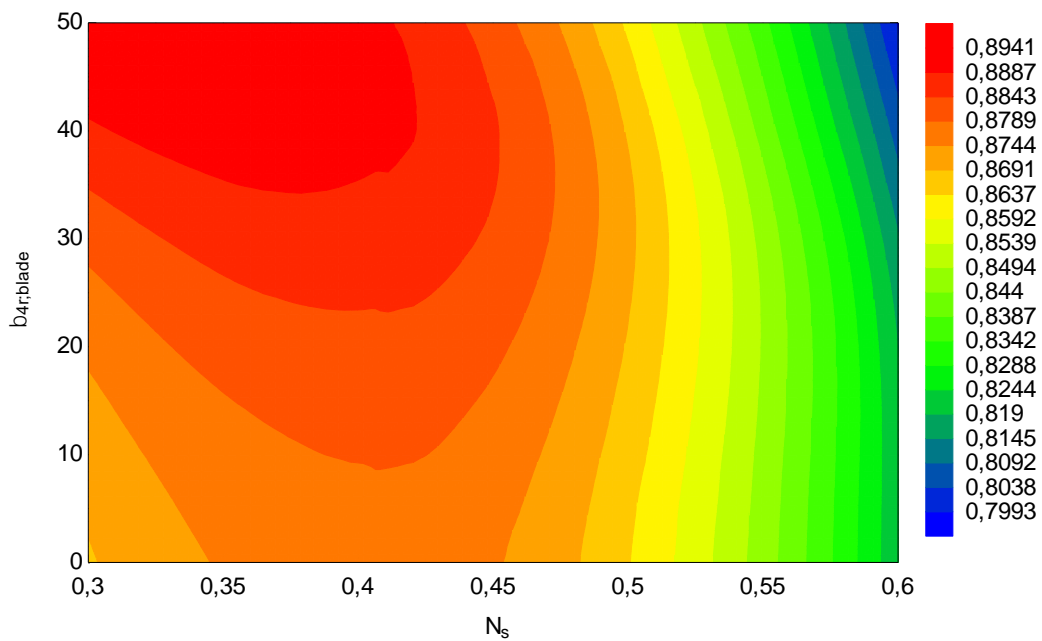
Slika 38. $\Delta h_{vol} = f(N_S, v_S)$

Slika 38 prikazuje ovisnost gubitka ulaznog kanala o N_S i v_S . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada su $v_S \approx 0,5$ i $N_S \approx 0,6$. Gubitak je maksimalan za $N_S \approx 0,47$ i $v_S \approx 0,7$.

U nastavku je prikazan utjecaj N_S i $\beta_{4r,blade}$.

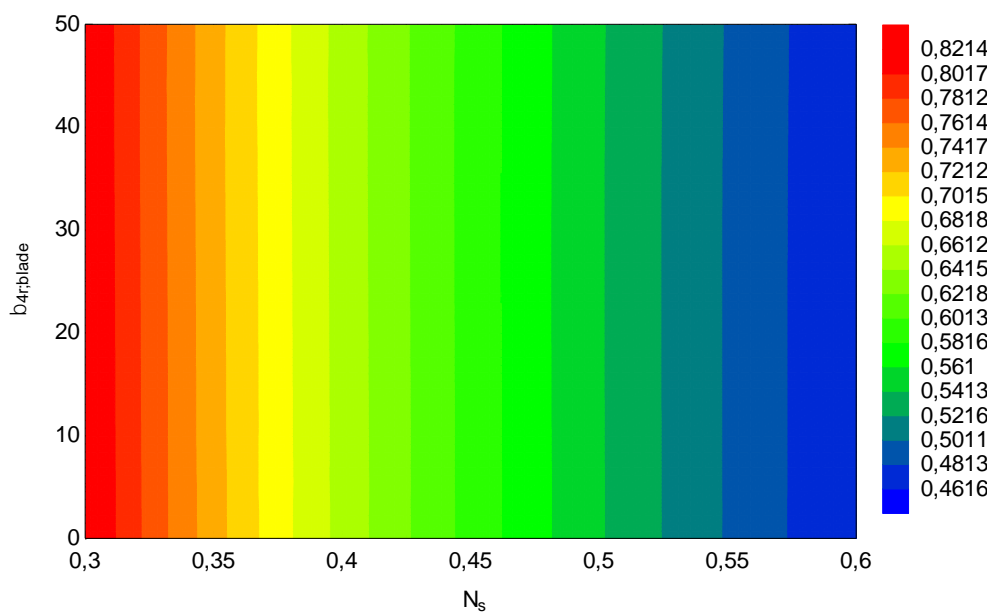


Slika 39. $W_{net} = f(N_S, \beta_{4r,blade})$

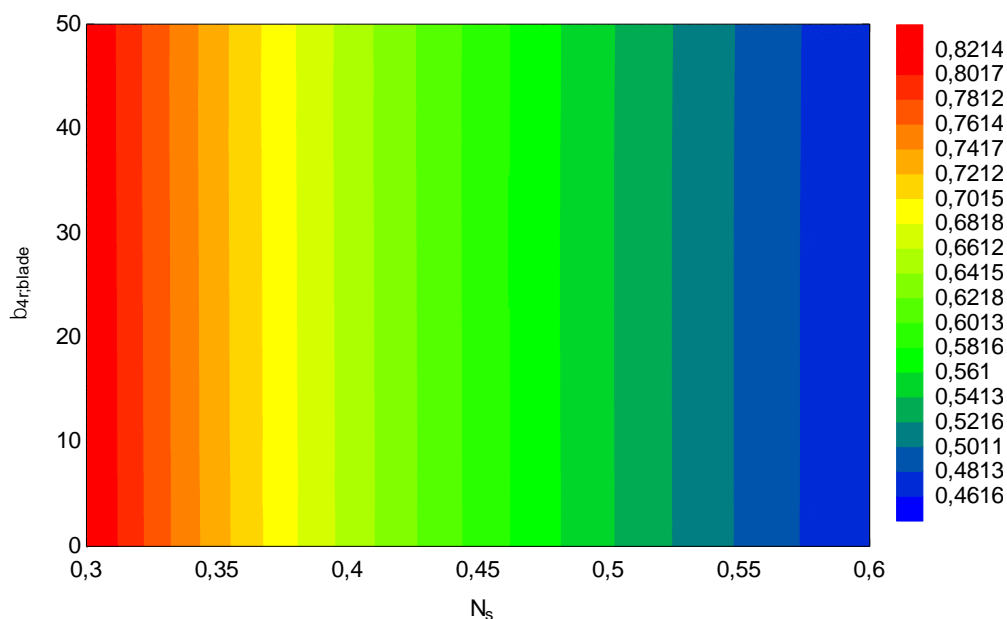


Slika 40. $\eta_t = f(N_s, \beta_{4r,blade})$

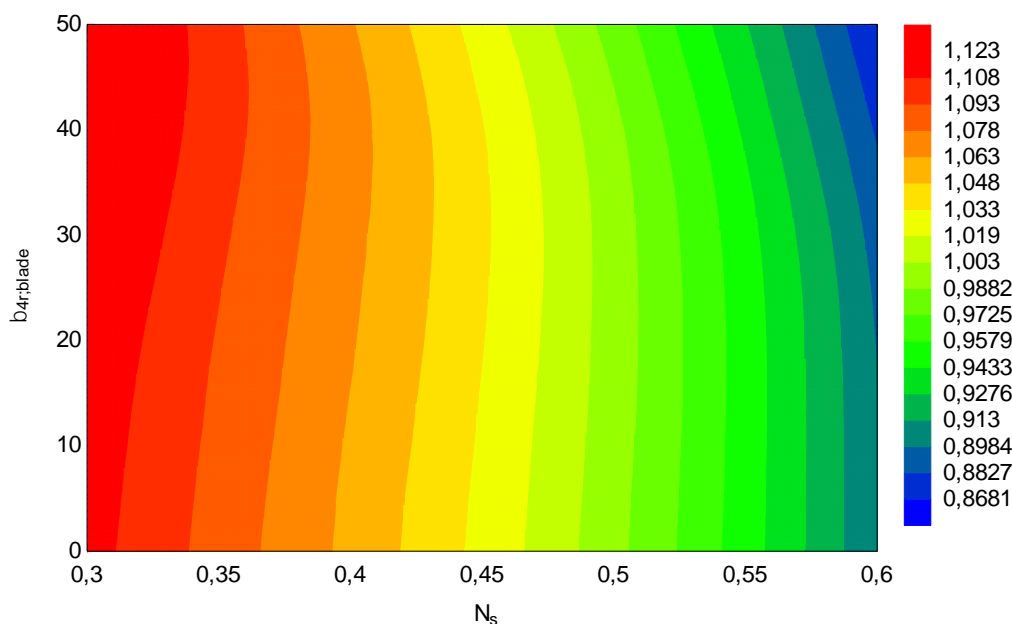
Slike 39 i 40 pokazuju da su neto snaga i stupanj korisnosti turbine najveći za vrijednosti N_s u rasponu od 0,3 do 0,35 i vrijednosti $\beta_{4r,blade}$ u rasponu od 45° do 50° .



Slika 41. $N_t = f(N_s, \beta_{4r,blade})$



Slika 42. $d_4 = f(N_S, \beta_{4r,blade})$

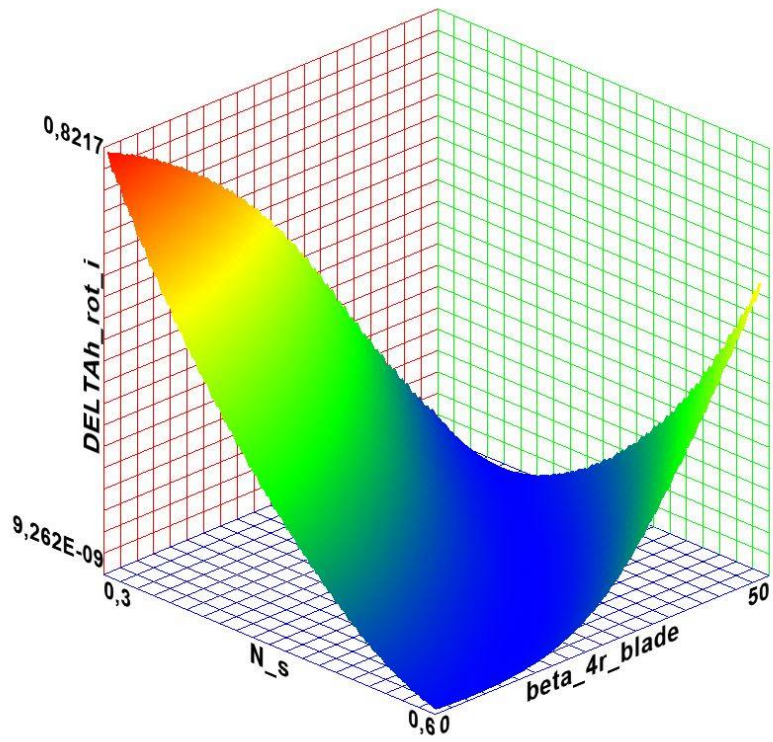


Slika 43. $M_3 = f(N_S, \beta_{4r,blade})$

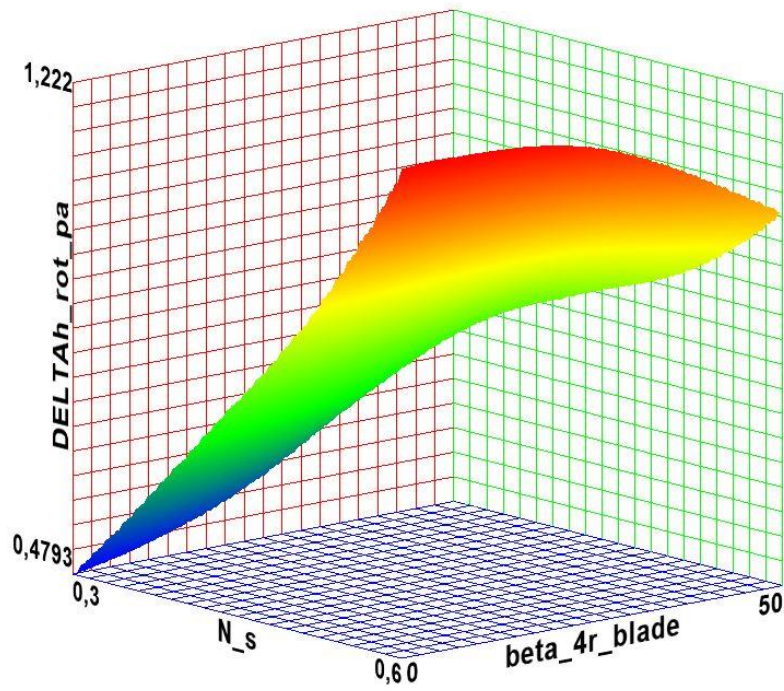
Iz slika 41 – 43 može zaključiti da $\beta_{4r,blade}$ nema utjecaj na iznos brzine vrtnje i promjera rotora, a na Mach-ov broj ima minimalan utjecaj.

Slika 44 prikazuje ovisnost gubitka ulaznog kanala o N_S i $\beta_{4r,blade}$. Gubitak ima najmanje vrijednosti kada su $N_S \approx 0,6$ i $\beta_{4r,blade} \approx 0^\circ$. Smanjenjem vrijednosti N_S , $\beta_{4r,blade}$ mora se povećati kako bi gubitak ostao u području minimalnih vrijednosti (plavo na slici).

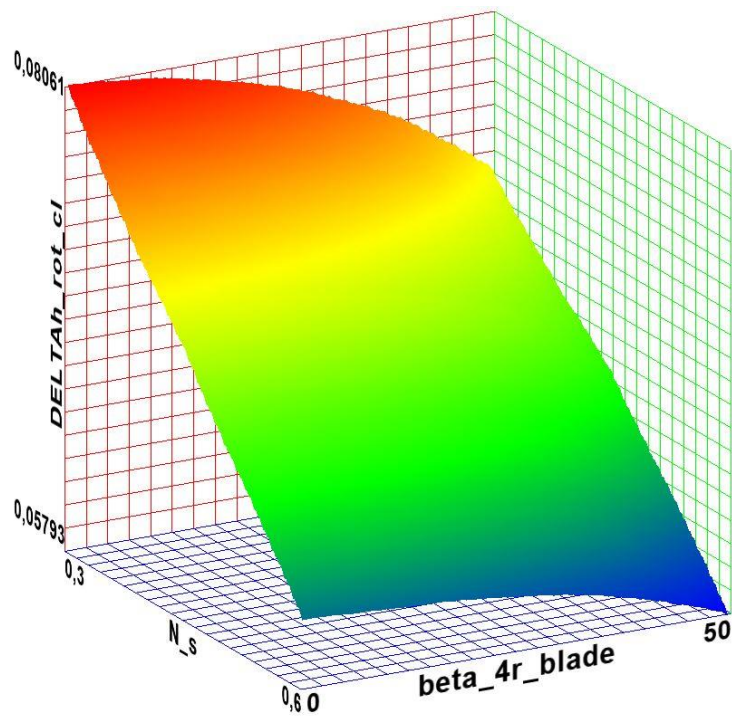
Slika 45 prikazuje ovisnost gubitka u rotorskim lopaticama o N_S i $\beta_{4r,blade}$. Gubitak ima najmanje vrijednosti kada su $N_S \approx 0,3$ i $\beta_{4r,blade} \approx 0^\circ$.



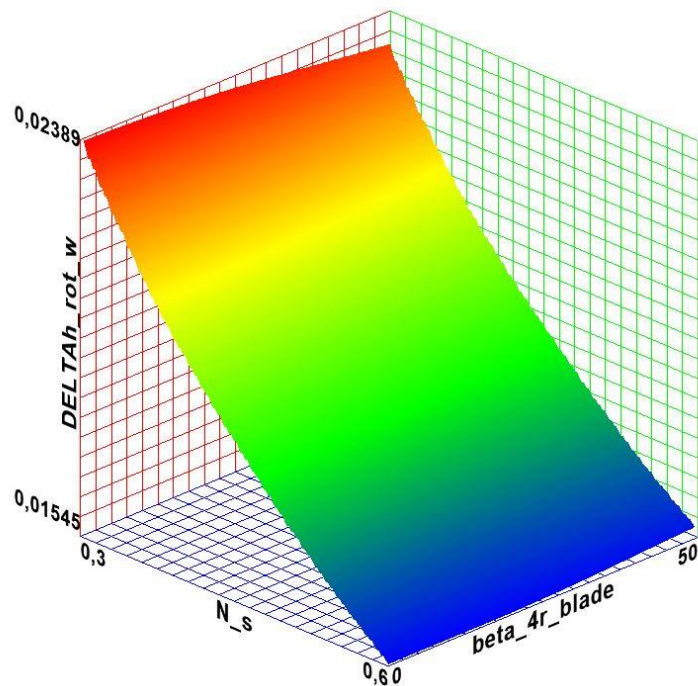
Slika 44. $\Delta h_{rot,i} = f(N_s, \beta_{4r,blade})$



Slika 45. $\Delta h_{rot,pa} = f(N_s, \beta_{4r,blade})$



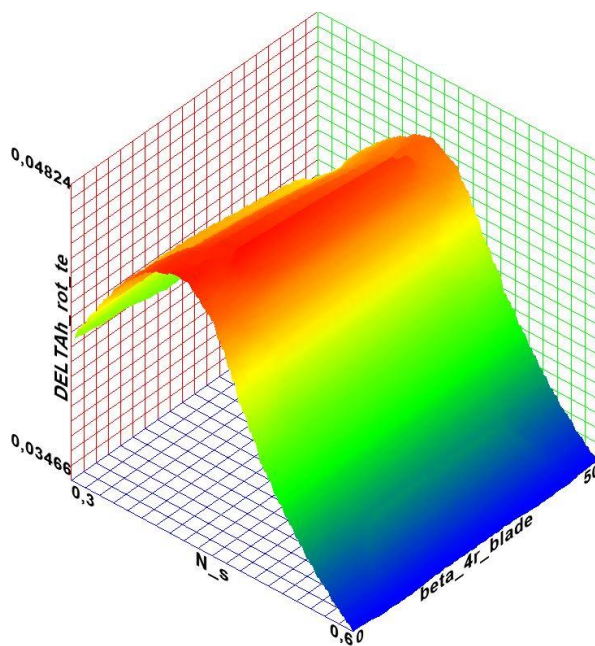
Slika 46. $\Delta h_{rot,cl} = f(N_S, \beta_{4r,blade})$



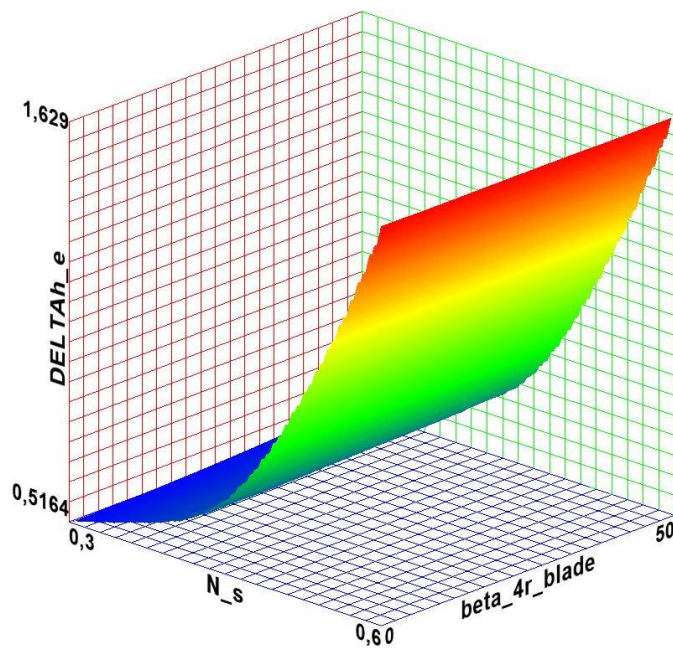
Slika 47. $\Delta h_{rot,w} = f(N_S, \beta_{4r,blade})$

Slika 46 prikazuje ovisnost gubitka zbog curenja u zatore o N_S i $\beta_{4r,blade}$. Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_S \approx 0,6$, a s promjenom vrijednosti $\beta_{4r,blade}$ ne mijenja se značajno.

Slika 47 prikazuje ovisnost gubitka trenja diska o N_S i $\beta_{4r,blade}$. Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_S \approx 0,6$, a o $\beta_{4r,blade}$ gotovo uopće ne ovisi.



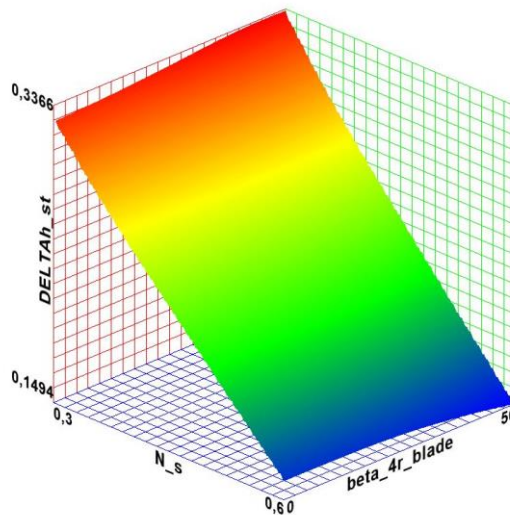
Slika 48. $\Delta h_{rot,te} = f(N_S, \beta_{4r,blade})$



Slika 49. $\Delta h_e = f(N_S, \beta_{4r,blade})$

Slika 48 prikazuje ovisnost gubitka izlaznog ruba o N_S i $\beta_{4r,blade}$. Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_S \approx 0,6$, a o $\beta_{4r,blade}$ gotovo uopće ne ovisi. Gubitak ima lokalni maksimum za $N_S \approx 0,4$.

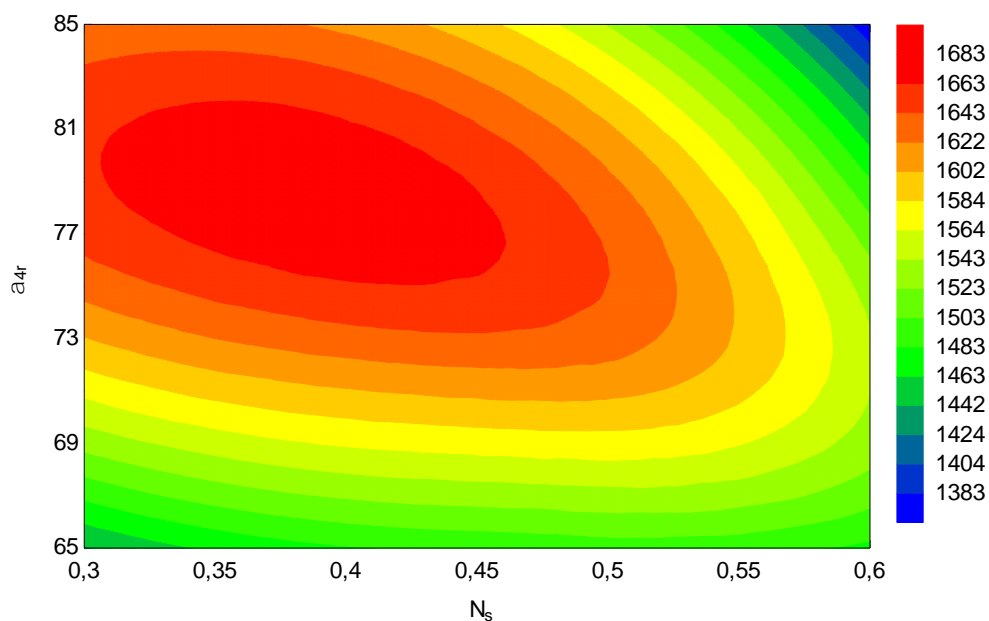
Slika 49 prikazuje ovisnost gubitka izlazne kinetičke energije o N_S i $\beta_{4r,blade}$. Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_S \approx 0,3$, a o $\beta_{4r,blade}$ gotovo uopće ne ovisi. Gubitak raste s povećanjem N_S .



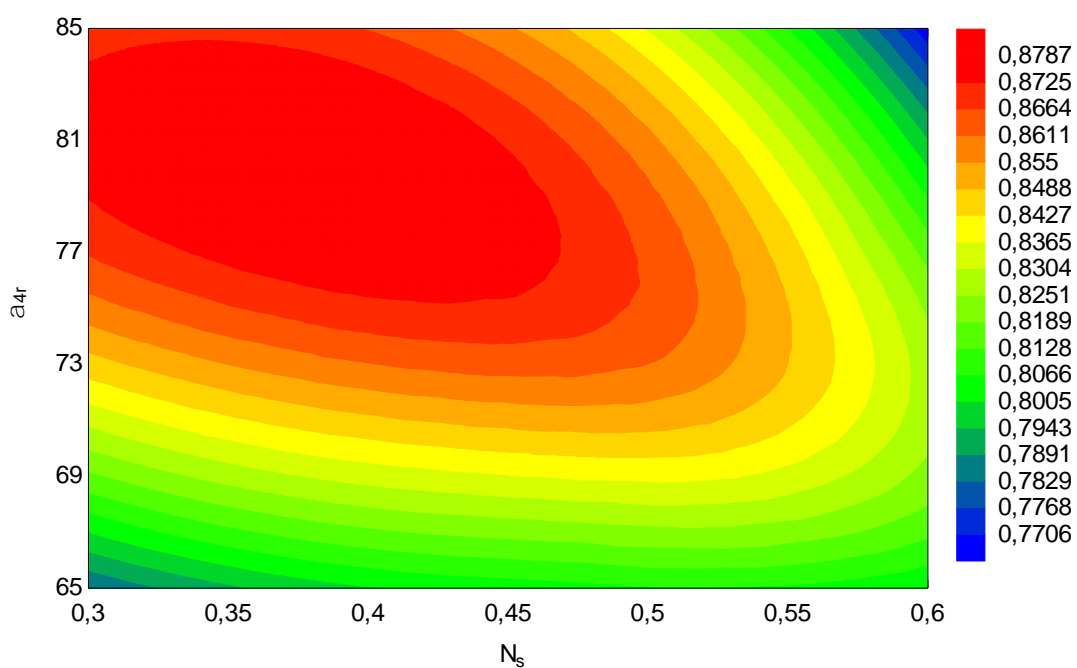
Slika 50. $\Delta h_{st} = f(N_S, \beta_{4r,blade})$

Slika 50 prikazuje ovisnost gubitka u statoru o N_S i $\beta_{4r,blade}$. Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_S \approx 0,6$, a s promjenom $\beta_{4r,blade}$ ne mijenja se značajno.

U nastavku je prikazan utjecaj N_S i α_{4r} .



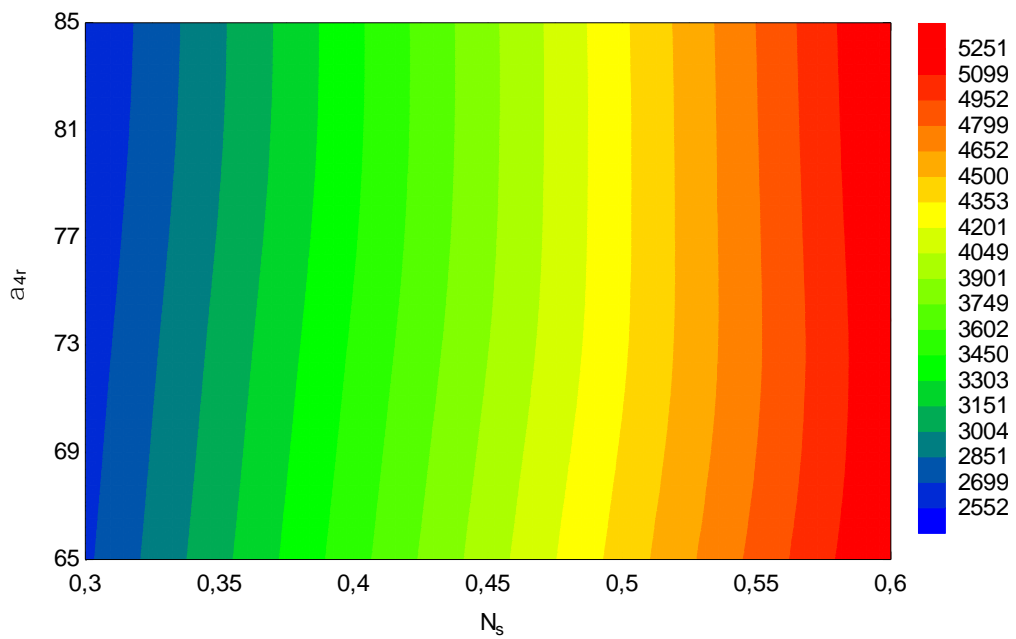
Slika 51. $W_{net} = f(N_S, \alpha_{4r})$



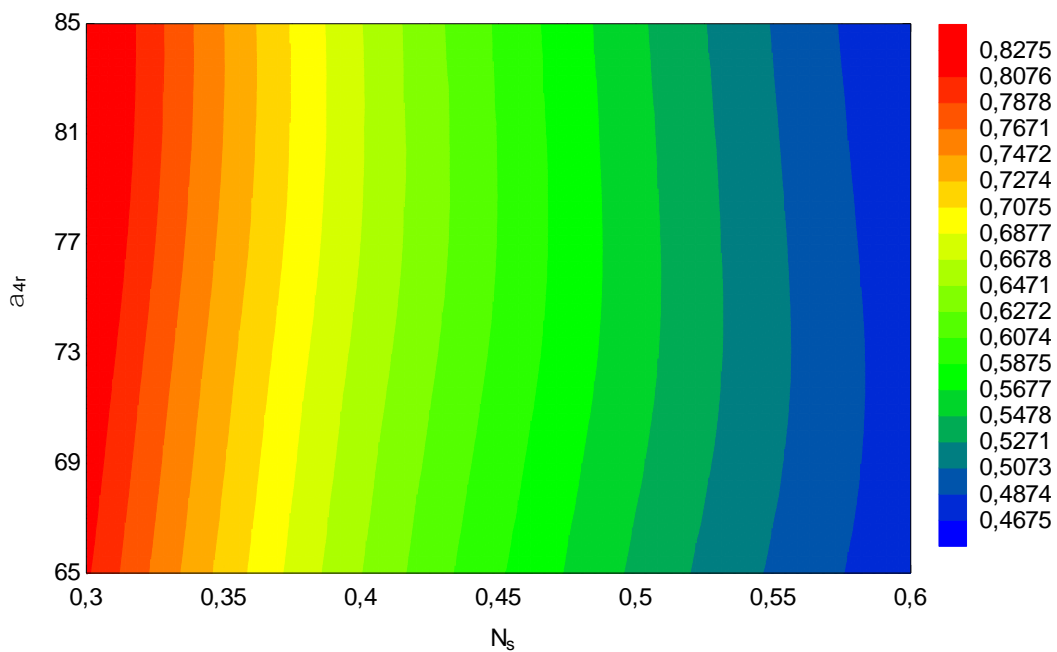
Slika 52. $\eta_t = f(N_S, \alpha_{4r})$

Iz slike 51 i slike 52 vidljivo je da su neto snaga i stupanj korisnosti imaju najveće vrijednosti za kut α_{4r} u rasponu od ≈ 77 do ≈ 81 i N_S u rasponu od 0,3 do $\approx 0,45$.

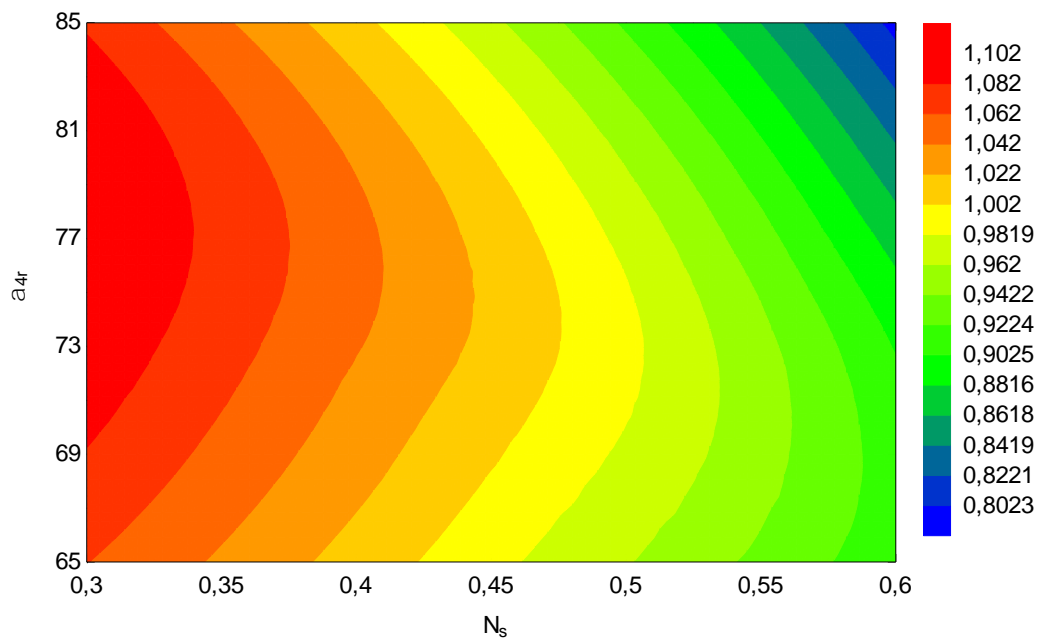
Iz slike 53 i slike 54 vidljivo je da se brzina vrtnje i promjer rotora neznatno mijenjaju sa promjenom kuta α_{4r} . Brzina vrtnje raste s porastom N_S , a promjer d_4 se smanjuje.



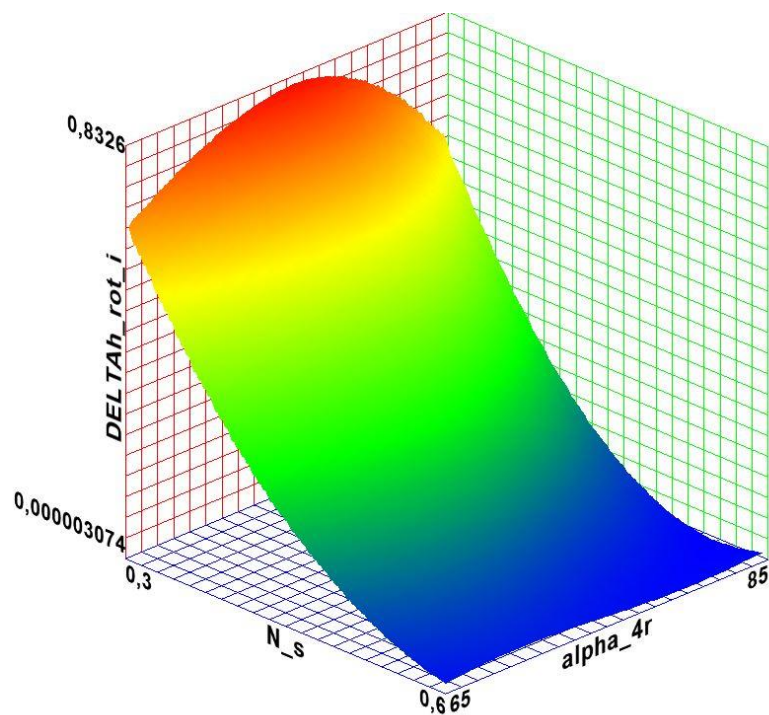
Slika 53. $N_t = f(N_s, \alpha_{4r})$



Slika 54. $d_4 = f(N_s, \alpha_{4r})$

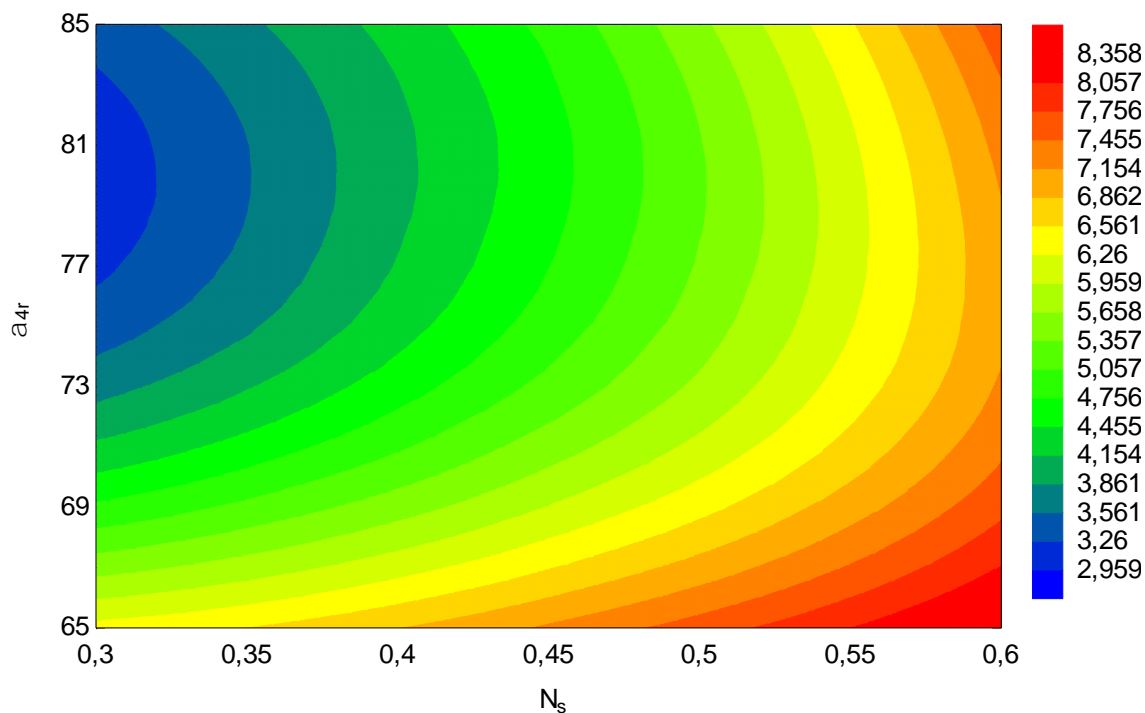


Slika 55. $M_3 = f(N_S, \alpha_{4r})$



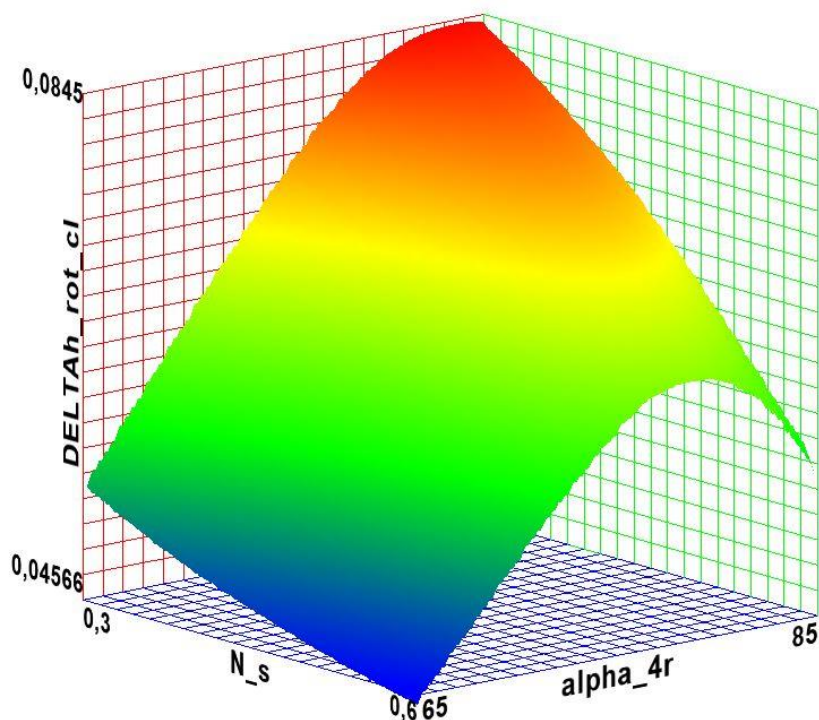
Slika 56. $\Delta h_{rot,i} = f(N_S, \alpha_{4r})$

Slika 56 prikazuje ovisnost gubitka upadnog kuta o N_S i α_{4r} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_S \approx 0,6$. Za konstantnu vrijednost N_S gubitak je maksimalan za vrijednosti $\alpha_{4r} \approx 77^\circ$.



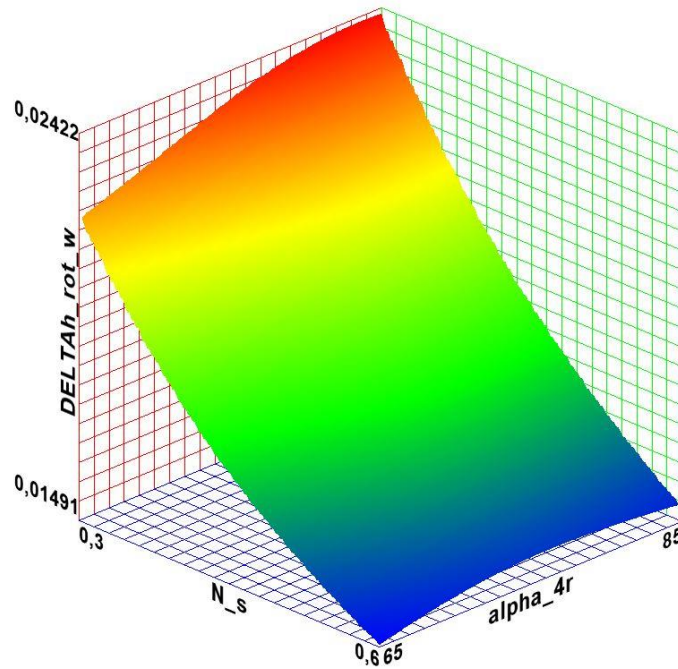
Slika 57. $\Delta h_{rot,pa} = f(N_s, \alpha_{4r})$

Slika 57 prikazuje ovisnost gubitka u rotorskim lopaticama o N_s i α_{4r} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_s \approx 0,3$, a α_{4r} između 77° i 81°.



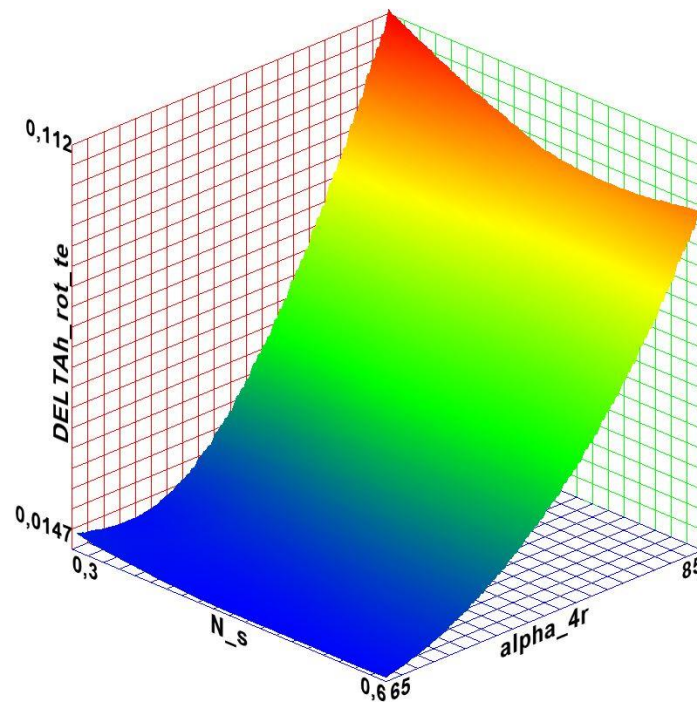
Slika 58. $\Delta h_{rot,cl} = f(N_s, \alpha_{4r})$

Slika 58 prikazuje ovisnost gubitka zbog curenja fluida kroz zazole o N_s i α_{4r} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_s \approx 0,6$, a $\alpha_{4r} \approx 65^\circ$.



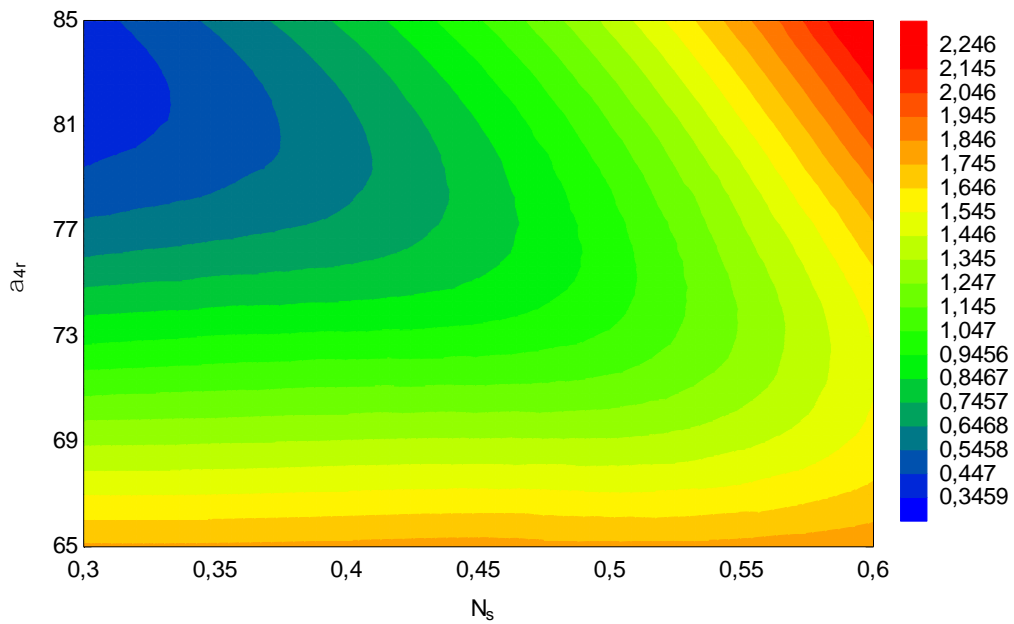
Slika 59. $\Delta h_{rot,w} = f(N_S, \alpha_{4r})$

Slika 59 prikazuje ovisnost gubitka trenja diska o N_S i α_{4r} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_S \approx 0,6$. Kada je $N_S \approx 0,6$ gubitak se ne mijenja značajno s promjenom α_{4r} .



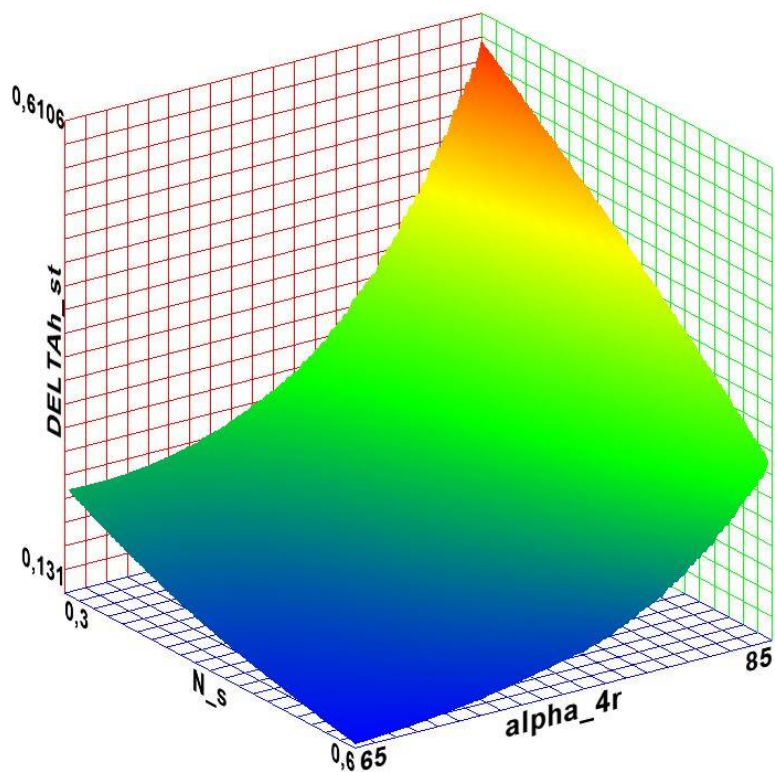
Slika 60. $\Delta h_{rot,te} = f(N_S, \alpha_{4r})$

Slika 60 prikazuje ovisnost gubitka izlaznog ruba o N_S i α_{4r} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $\alpha_{4r} \approx 65^\circ$. Gubitak se ne mijenja značajno s promjenom N_S .Slika 60



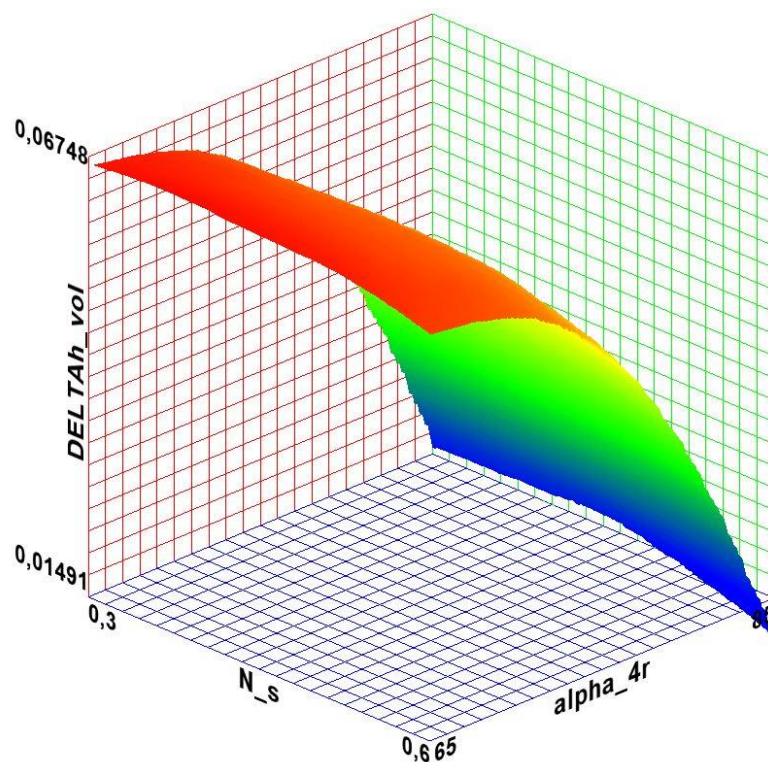
Slika 61. $\Delta h_e = f(N_s, \alpha_{4r})$

Slika 61 prikazuje ovisnost gubitka izlazne kinetičke energije o N_s i α_{4r} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $\alpha_{4r} \approx 80^\circ$ do 85° , a $N_s \approx 0,3$.



Slika 62. $\Delta h_{st} = f(N_s, \alpha_{4r})$

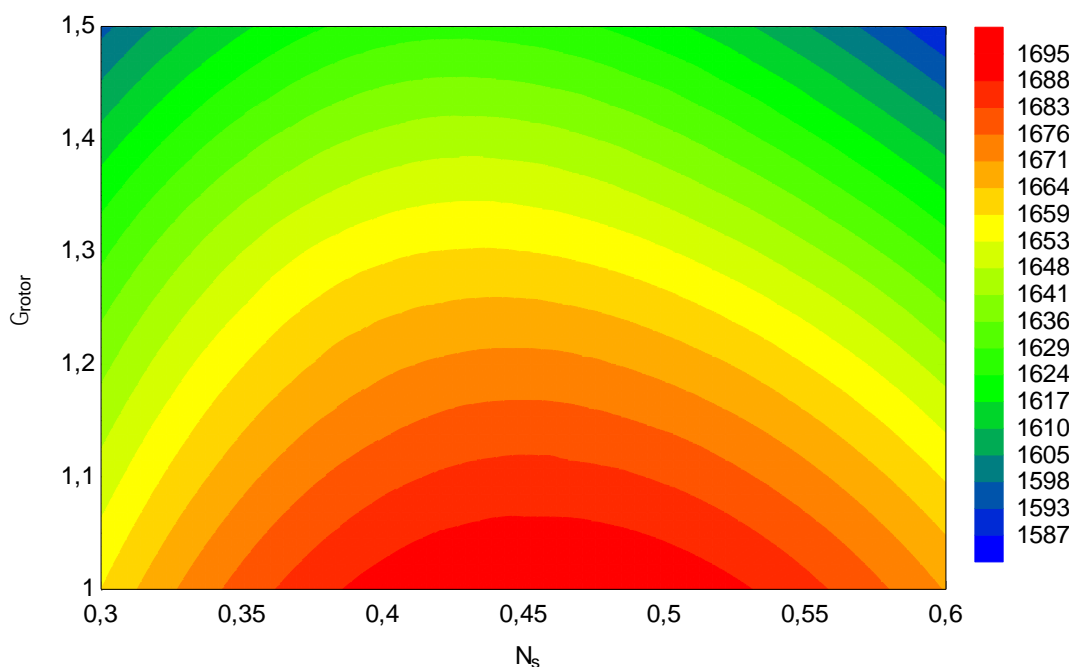
Slika 62 prikazuje ovisnost gubitka u statoru o N_s i α_{4r} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $\alpha_{4r} \approx 65^\circ$, a $N_s \approx 0,6$.



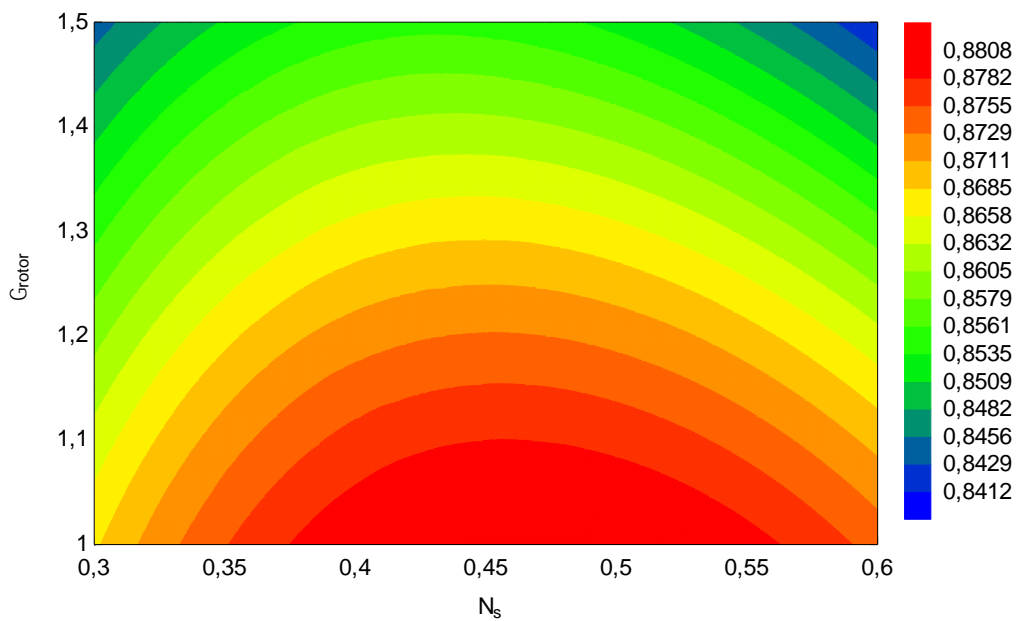
Slika 63. $\Delta h_{vol} = f(N_S, \alpha_{4r})$

Slika 63 prikazuje ovisnost gubitka u ulaznom kanalu o N_S i α_{4r} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $\alpha_{4r} \approx 85^\circ$. S promjenom vrijednosti N_S gubitak se značajno ne mijenja.

U nastavku je prikazan utjecaj N_S i Γ_{rotor} .

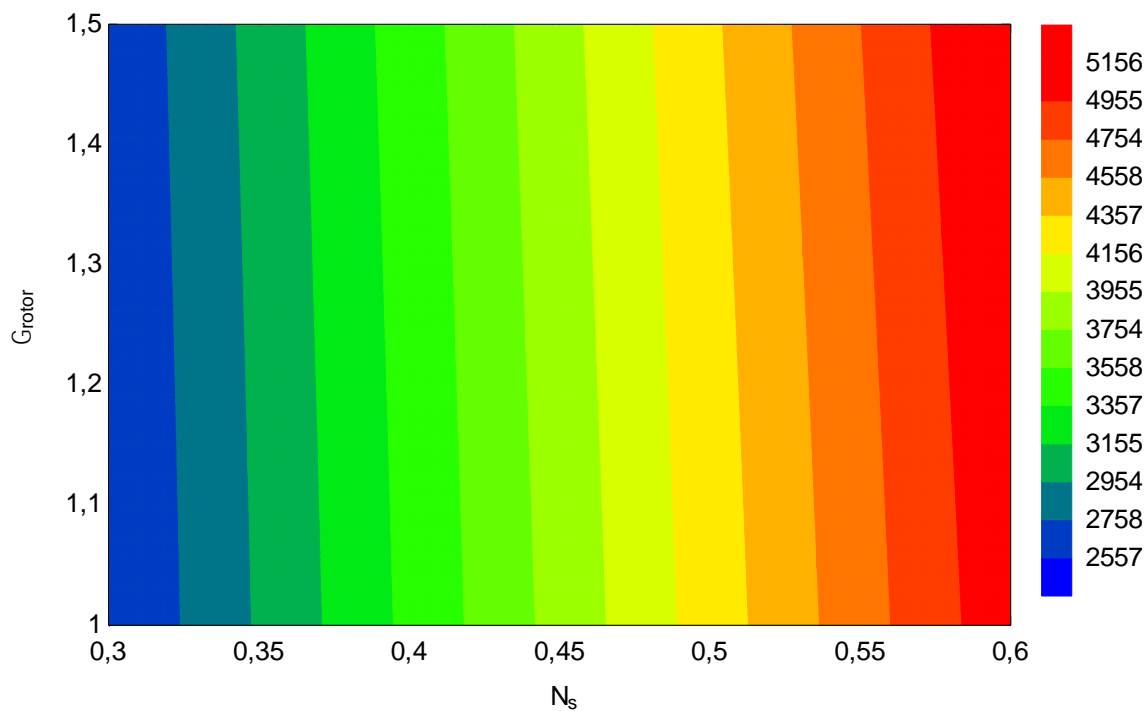


Slika 64. $W_{net} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$

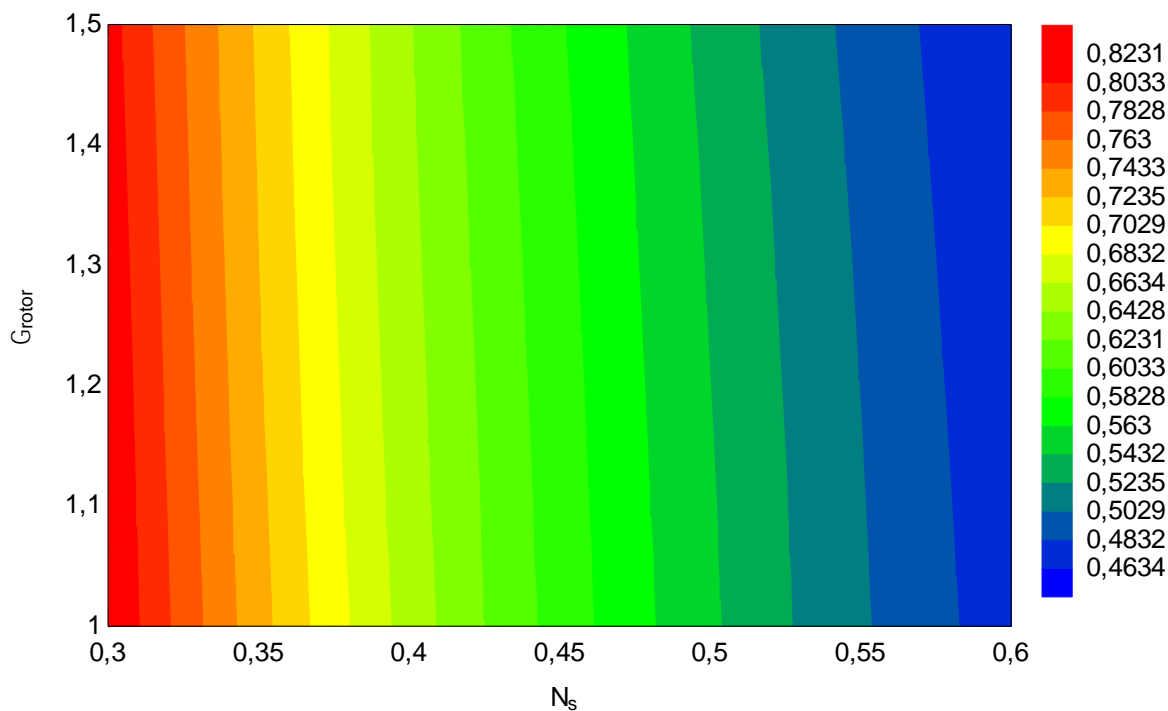


Slika 65. $\eta_t = f(N_s, \Gamma_{rotor})$

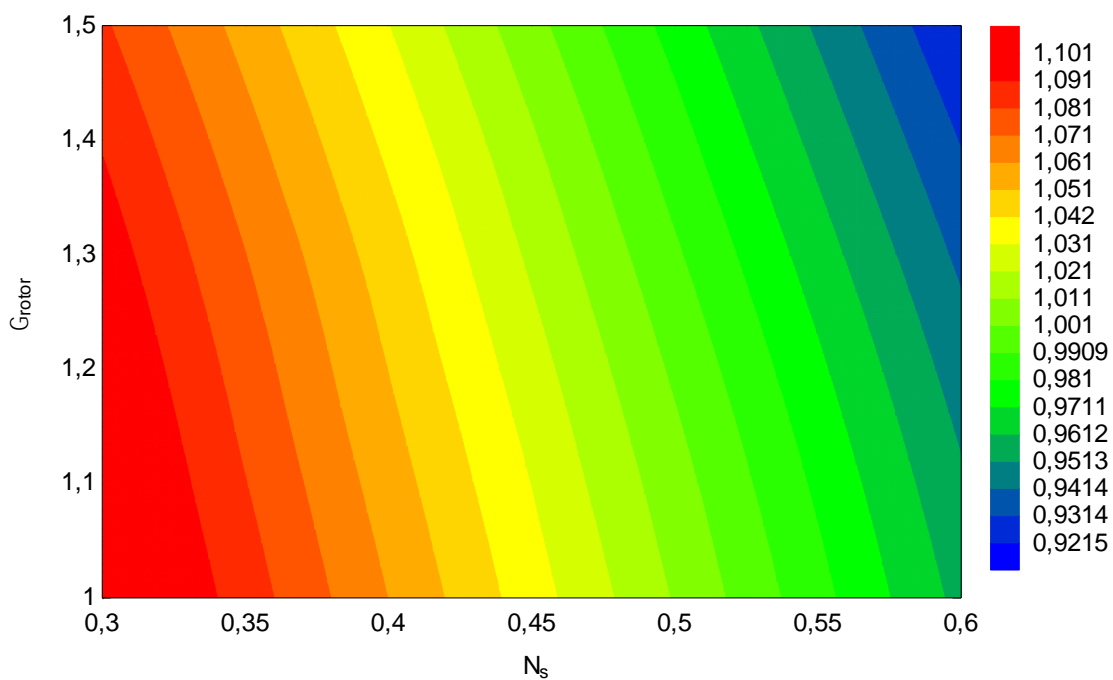
Iz slika 64 i 65 vidljivo je da neto snaga i stupanj korisnosti poprimaju najveće vrijednosti pri kada je Γ_{rotor} u blizini donje granice od 1, a $N_s \approx 0,45$.



Slika 66. $N_t = f(N_s, \Gamma_{rotor})$

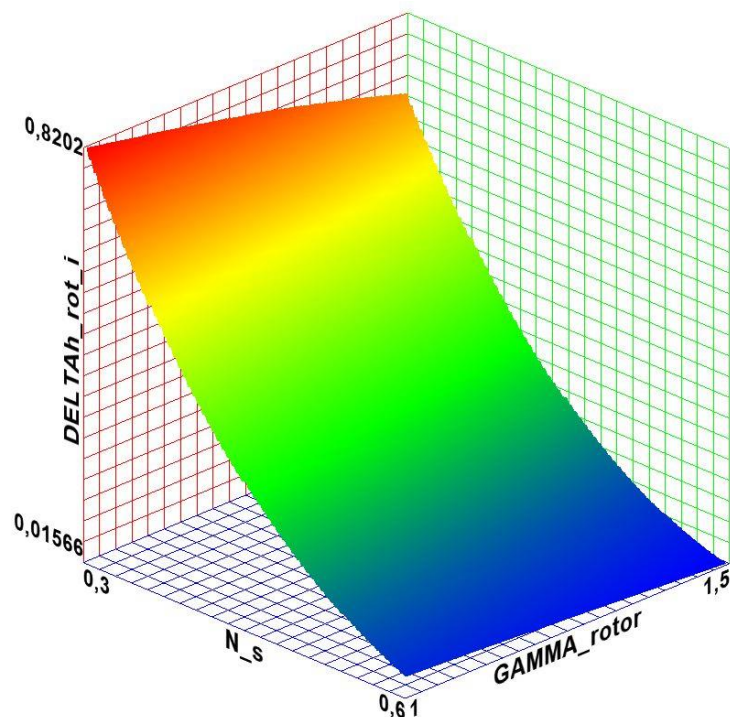


Slika 67. $d_4 = f(N_s, \Gamma_{rotor})$



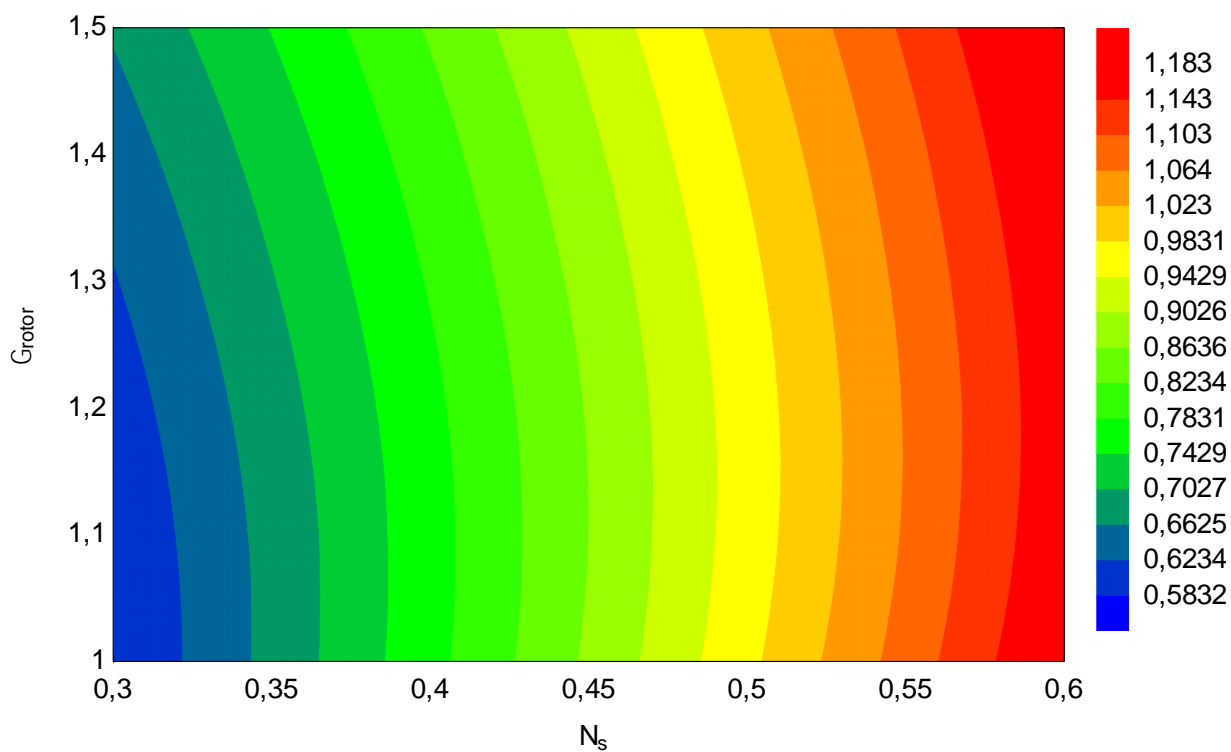
Slika 68. $M_3 = f(N_s, \Gamma_{rotor})$

Na slikama 66 i 67 vidljivo je da se brzina vrtnje i promjer rotora neznatno mijenjaju sa promjenom Γ_{rotor} . Za konstantnu vrijednost N_s , Mach-ov broj polako raste sa smanjenjem vrijednosti Γ_{rotor} .



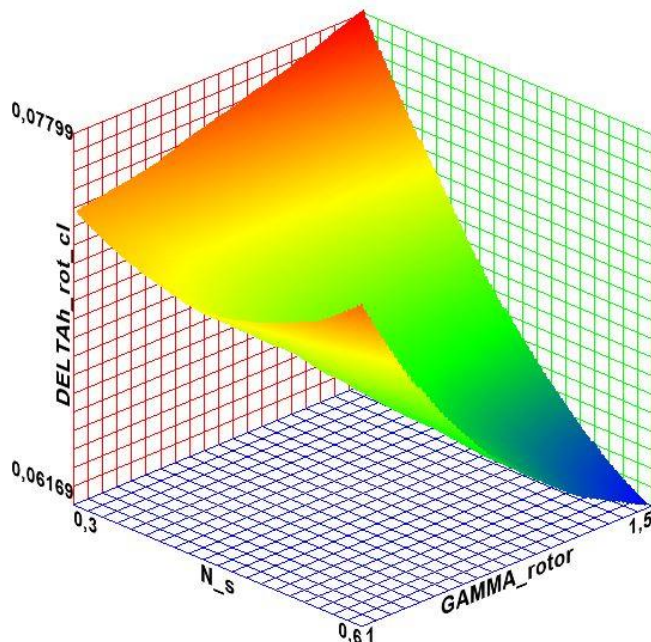
Slika 69. $\Delta h_{rot,i} = f(N_s, \Gamma_{rotor})$

Slika 69 prikazuje ovisnost gubitka upadnog kuta o N_s i Γ_{rotor} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je N_s blizu gornje razmatrane granice $N_s \approx 0,6$. S promjenom vrijednosti Γ_{rotor} gubitak se neznatno mijenja.



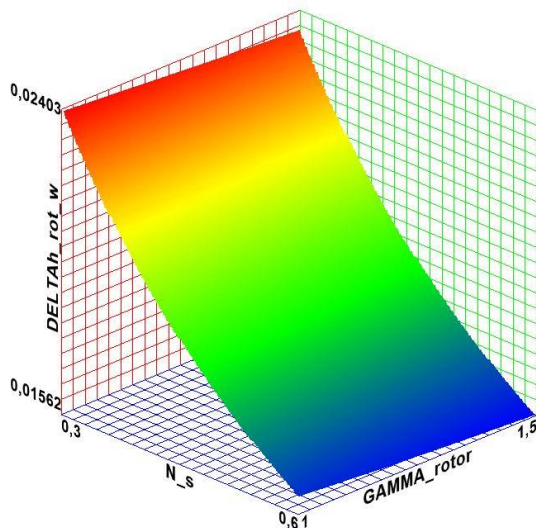
Slika 70. $\Delta h_{rot,pa} = f(N_s, \Gamma_{rotor})$

Slika 70 prikazuje ovisnost gubitka u rotorskim lopaticama o N_S i Γ_{rotor} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je N_S blizu donje razmatrane granice $N_S \approx 0,3$, a $\Gamma_{rotor} \approx 1$ do $1,1$.



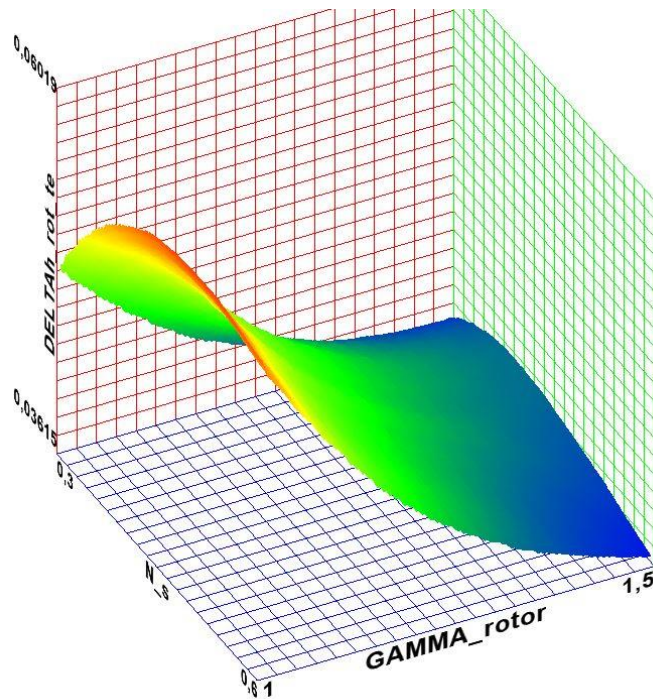
Slika 71. $\Delta h_{rot,cl} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$

Slika 71 prikazuje ovisnost gubitka zbog curenja fluida kroz zazoru o N_S i Γ_{rotor} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_S \approx 0,6$, a $\Gamma_{rotor} \approx 1,5$.



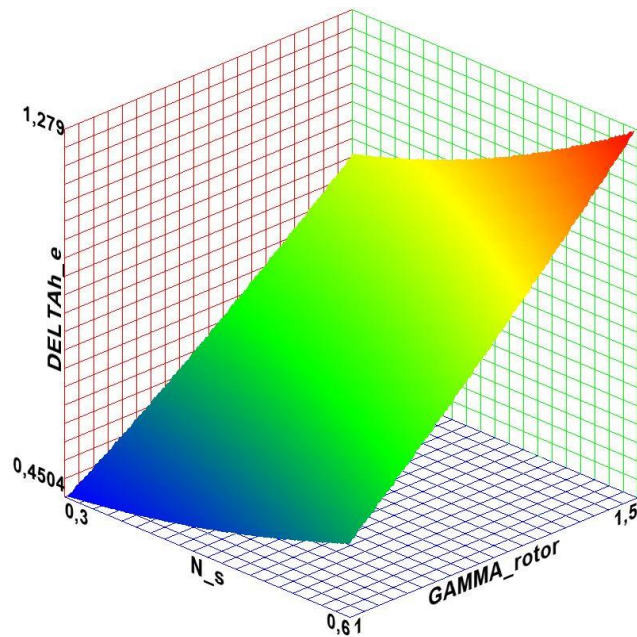
Slika 72. $\Delta h_{rot,w} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$

Slika 72 prikazuje ovisnost gubitka trenja diska o N_S i Γ_{rotor} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_S \approx 0,6$, a s promjenom vrijednosti Γ_{rotor} gubitak se ne mijenja značajno.



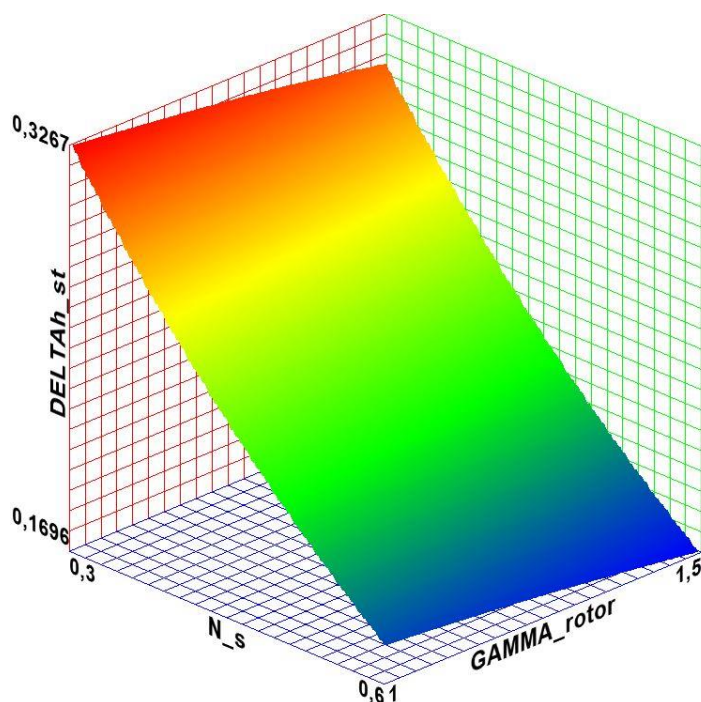
Slika 73. $\Delta h_{rot,te} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$

Slika 73 prikazuje ovisnost gubitka izlaznog ruba o N_S i Γ_{rotor} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $\Gamma_{rotor} = 1,5$. Za iste vrijednosti Γ_{rotor} gubitak je maksimalan kada je $N_S \approx 0,45$.



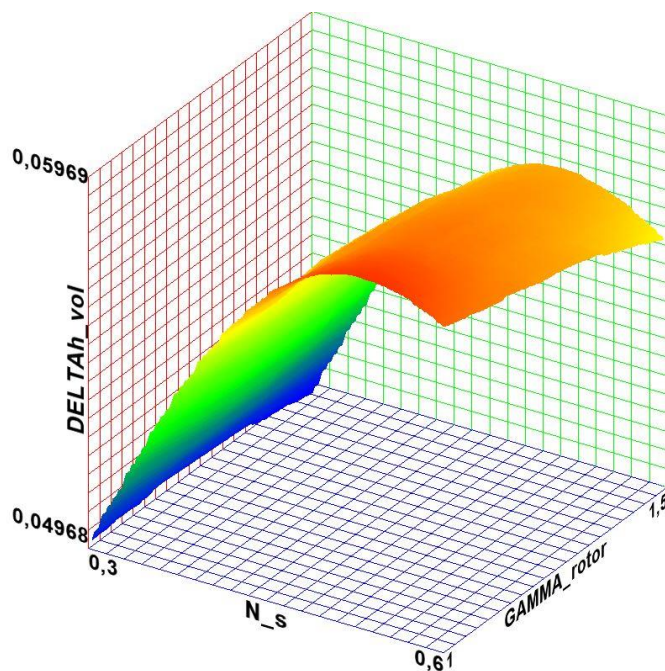
Slika 74. $\Delta h_e = f(N_S, \Gamma_{rotor})$

Slika 74 prikazuje ovisnost gubitka izlazne kinetičke energije o N_S i Γ_{rotor} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $\Gamma_{rotor} \approx 1$, a $N_S \approx 0,3$.



Slika 75. $\Delta h_{st} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$

Slika 75 prikazuje ovisnost gubitka u statoru o N_S i Γ_{rotor} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_S \approx 0,6$, a s promjenom vrijednosti Γ_{rotor} gubitak se ne mijenja značajno.



Slika 76. $\Delta h_{vol} = f(N_S, \Gamma_{rotor})$

Slika 76 prikazuje ovisnost gubitka u statoru o N_S i Γ_{rotor} . Gubitak ima najmanje vrijednosti kada je $N_S \approx 0,3$, a s promjenom vrijednosti Γ_{rotor} gubitak se ne mijenja značajno.

5. ZAKLJUČAK

U ovom diplomskom radu matematički model za preliminarni proračun radijalne turbine opisan u 2. poglavlju napisan je u programskom paketu EES i integriran u zadani model ORC-a. Provedena je optimizacija parametara ORC-a i turbine za 6 kombinacija neovisnih varijabli optimizacije. Za svaku od 6 kombinacija optimizacija je provedena i bez difuzora i sa difuzorom. Neovisne varijable optimizacije su bile tlak na ulazu u turbinu p_{max} , stupanj pregrijanja radnog fluida ΔT_{SH} , specifična brzina N_S , izentropski omjer brzina v_S , kut lopatice na ulazu rotora $\beta_{r4,blade}$, apsolutni kut toka radnog fluida na ulazu rotora α_{4r} , i omjer meridijalnih brzina rotora Γ_{rotor} . Ako u nekoj kombinaciji pojedina varijabla nije bila neovisna varijabla optimizacije ona je bila zadana izrazima iz stručne literature. Funkcija cilja optimizacije je bila neto snaga postrojenja W_{net} .

Rezultati pokazuju da najveću neto snagu ($W_{net} = 1785$ kW) ima kombinacija 5b pri čemu je $\eta_t = 91,52\%$, a $d_4 = 0,8725$ m. Najveći stupanj korisnosti ima ($\eta_t = 91,75\%$) kombinacija 4b pri čemu je $W_{net} = 1782$ kW, a $d_4 = 1,004$ m. Najmanji promjer rotora ($d_4 = 0,5388$ m) ima kombinacija 3b pri čemu je $W_{net} = 1633$ kW, a $\eta_t = 90,32\%$.

Rezultati su pokazali da najveći utjecaj na funkciju cilja W_{net} i optimalnu radnu točku ima uključivanje izentropskog omjera brzina v_S kao neovisne varijable optimizacije. Optimalna dobivena vrijednost v_S veća je od vrijednosti koja se dobije preporučenim izrazima iz literature za isti zadani N_S . Stoga se za razmatrani radni fluid i razmatranu konfiguraciju ORC postrojenja ne preporučuje korištenje izraza (6). Za kombinacije sa v_S kao neovisnom varijablom W_{net} i η_t su veći, ali su i dimenzije turbine značajno veće. Za kombinacije sa v_S kao neovisnom varijablom optimalni tlak je nešto veći (23,63 do 24,85 bar) u odnosu na kombinacije sa zadanim v_S (20,53 do 21,01 bar).

Optimalna vrijednost stupnja pregrijanja ΔT_{SH} teži donjoj granici od 5°C . Kako bi se smanjio broj neovisnih varijabli i vrijeme optimizacije ΔT_{SH} može se zadati na donju granicu od 5° .

Optimalna vrijednost kuta lopatice $\beta_{4r,blade}$ približava se donjoj granici od 0° osim u slučaju 3 kada v_S nije neovisna varijabla optimizacije. No u slučaju 3, iako je vrijednost kuta znatno veća od nule, promjena kuta $\beta_{4r,blade}$ nije dovela do značajne promjene funkcije cilja.

Optimalna vrijednost kuta α_{4r} približno je jednaka vrijednosti koja se dobije izrazom preporučenim u stručnoj literaturi, a vrijednost funkcije cilja u kombinaciji sa neovisnim α_{4r} neznatno se smanjila u odnosu na kombinacije sa zadanim α_{4r} . Stoga se preporučuje korištenje izraza iz stručne literature za definiranje kuta α_{4r} kako bi se smanjio broj neovisnih varijabli optimizacije te tako skratilo vrijeme optimizacije.

Rezultati kombinacija sa difuzorom pokazuju povećanje vrijednosti funkcije cilja W_{net} i stupnja korisnosti η_t te smanjenje dimenzija turbine u odnosu na kombinacije bez difuzora. Stoga se preporučuje korištenje difuzora. No u nekim slučajevima povećanje W_{net} i smanjenje dimenzija turbine nisu veliki te bi bilo preporučljivo provesti ekonomsku analizu isplativosti proizvodnje i ugradnje difuzora.

LITERATURA

- [1] Song, J., Gu C., Ren, X.: *Influence of the radial-inflow turbine efficiency prediction on the design and analysis of the Organic Rankine Cycle (ORC) system*, Energy conversion and management 123 (2016), 308-316, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.06.037>
- [2] Chatzopoulou, M. A., Simpson, M., Sapin, P., Markides, C. N.: *Off-design optimisation of organic Rankine cycle (ORC) engines with piston expanders for medium-scale combined heat and power applications*, Applied Energy 238 (2019), 1211-1236, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.12.086>
- [3] Rahbar, K.: *Development and optimization of small-scale radial inflow turbine for waste heat recovery with organic rankine cycle*. University of Birmingham. Ph.D., 2016.
- [4] Aungier, R. H.: *Turbine aerodynamics: Axial-flow and radial-inflow turbine design and analysis, 1st ed.*, ASME Press, New York, 2006.
- [5] Rohlik, H. E.: *Analytical Determination of Radial Inflow Turbine Design Geometry for Maximum Efficiency*, Technical Note TN D-4384, NASA, Washington DC, 1968.
- [6] Moustapha, H., Zelesky, M. F., Baines, N. C., Japikse, D.: *Axial and Radial Turbines, 1st ed.* Concepts NREC, White River Junction, 2003.
- [7] Whitfield, A., Baines, N.C.: *Design of Radial Turbomachines*, Longman Scientific and Technical, Harlow, England, 1990.
- [8] Da Lio, L., Manente, G., Lazzaretto, A.: *A mean-line model to predict the design efficiency of radial inflow turbines in organic Rankine cycle (ORC) systems*, Applied Energy 205, 287 – 209, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.120>.
- [9] Watanabe, I., Ariga, I., Mashimo, T.: *Effect of Dimensional Parameters of Impellers on Performance Characteristics of a Radial Inflow Turbine*, Paper No. 70-GT-90, ASME, New York, 1970.
- [10] Ventura, C. A., Jacobs, P. A., Rowlands, A. S., Petrie-Repar, P., Sauret, E.: *Preliminary Design and Performance Estimation of Radial Inflow Turbines: An Automated Approach*, ASME Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(3): 031102, <https://doi.org/10.1115/1.4006174>
- [11] Paltrinieri, A.: *A mean-line model to predict the design performance of radial inflow turbines in organic rankine cycles*, Master's Thesis, University of Padua, Padua, 2014.
- [12] Persky, R., Sauret, E.: *Loss models for on and off-design performance of radial inflow turbomachinery*, Applied Thermal Engineering, Pergamon-Elsevier Science Ltd., 150, 1066-1077, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.042>.

- [13] Wasserbauer, C.A., Glassman, A.J.: *Fortran Program for Predicting Off-design Performance of Radial-inflow Turbines*, Technical Report, National Aeronautics and Space Administration, 1975.
- [14] Meitner, P. L., Glassman A. J.: *Computer code for off-design performance analysis of radial-inflow turbines with rotor blade sweep*, Technical paper 2199, National Aeronautics and Space Administration, USA, 1983.
- [15] Wiesner F. J.: *A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 89, 4, 558-566, 1967, <https://doi.org/10.1115/1.3616734>.
- [16] Vilim, R.B.: *Development and Validation of a Radial Inflow Turbine Model for Simulation of the SNL S-CO₂ Split-Flow Loop*, Technical Report ANL-ARC-195, Argonne National Lab, USA, 2011, <https://doi.org/10.2172/1047445>.
- [17] Daily, J. W., Nece, R. E.: *Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks*, Journal of Basic Engineering, 82, 1, 217-230, 1960, <https://doi.org/10.1115/1.3662532>.
- [18] Qi, J., Reddell, T., Qin, K., Hooman, K., Jahn, I. H. J.: *Supercritical CO₂ Radial Turbine Design Performance as a Function of Turbine Size Parameters*, ASME Journal of Turbomachinery, 139, 8, 2017, <https://doi.org/10.1115/1.4035920>.
- [19] Glassman, A. J.: *Enhanced Analysis and User Manual for Radial Inflow Turbine Design Code*, Report number NASA-CR-19545, National Aeronautics and Space Administration, USA, 1995, dostupno na: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19950017042>, pristupljeno 20.8.2024.
- [20] Rodgers, C., and Geiser, R.: *Performance of a High-Efficiency Radial/Axial Turbine*, ASME Journal of Turbomachinery, 109, 2, 151-154, 1987, <https://doi.org/10.1115/1.3262077>.
- [21] Erbaş, M., Sofuoğlu, A., Biyikoglu, A., Uslan, I.: *Design and optimization of a low temperature organic rankine cycle and turbine*, Proceedings, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, San Diego, USA, 2013, <https://doi.org/10.1115/IMECE2013-66727>.
- [22] Jankowski, M., Klonowicz, P., Borsukiewicz, A.: *Multi-objective optimization of an ORC power plant using one-dimensional design of a radial-inflow turbine with backswept rotor blades*, Energy, 237, 121506, 2021, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121506>.
- [23] Baines, N. C.: *Radial Turbines, an integrated design approach*, Zbornik radova, 6th European conference on Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics, Lille, Francuska, 2005.

- [24] Dambach, R., Hodson, H.P., Huntsman, I.: *An experimental study of tip clearance flow in a radial inflow turbine*, Zbornik radova, ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Stockholm, 1998, <https://doi.org/10.1115/98-GT-467>.
- [25] Blevins, R. D., Plunkett, R.: *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, Journal of Applied Mechanics, 47, 2, 461–462, 1980, <https://doi.org/10.1115/1.3153712>.

PRILOZI

A. POPIS IZRAZA ALGORITMA ZA PRORAČUN RADIJALNE TURBINE

Ulazni podaci:

- Radni fluid
- $p_{ul} = p_{max}$ statički tlak na ulazu u turbinu [bar]
- T_{ul} statička temperatura na ulazu u turbinu [°C]
- p_{iz} statički tlak na izlazu turbine (tlak kondenzatora) [bar]
- m_{wf} maseni protok radnog fluida [kg/s]
- N_s specifična brzina [-]
- v_s izentropski omjer brzina [-]
- $\beta_{4r,blade}$ kut lopatice na ulazu rotora [°]

Popis izraza:

- statički tlak na ulazu u turbinu:

$$p_1 = p_{ul} \quad (A-1)$$

- statička temperatura na ulazu u turbinu:

$$T_1 = T_{ul} \quad (A-2)$$

- statička entalpija na ulazu u turbinu:

$$h_1 = f(p_1, T_1) \quad (A-3)$$

- statička entropija na ulazu u turbinu:

$$s_1 = f(p_1, T_1) \quad (A-4)$$

- statička gustoća na ulazu u turbinu:

$$\rho_1 = f(p_1, T_1) \quad (A-5)$$

- stagnacijska (totalna) entropija na izlazu rotora:

$$s_{01} = s_1 \quad (A-6)$$

- statička entropija na izlazu rotora (izentropska promjena stanja):

$$s_{5,id} = s_{01} \quad (A-7)$$

- početna pretpostavka porasta statičkog tlaka u difuzoru:

$$\Delta p_{diff,guess} = 0,1[\text{bar}] \quad (A-8)$$

- porast statičkog tlaka u difuzoru:

$$\Delta p_{diff} = \Delta p_{diff,guess} \quad (A-9)$$

- statički tlak na izlazu rotora:

$$p_5 = p_{iz} - \Delta p_{diff} \quad (A-10)$$

- statički tlak na izlazu rotora (izentropska promjena stanja):

$$p_{5,id} = p_5 \quad (A-11)$$

- statička entalpija na izlazu rotora (izentropska promjena stanja):

$$h_{5,id} = f(p_{5,id}, s_{5,id}) \quad (A-12)$$

- statička gustoća na izlazu rotora (izentropska promjena stanja):

$$\rho_{5,id} = f(p_{5,id}, s_{5,id}) \quad (\text{A-13})$$

- početna pretpostavka stupnja korisnosti turbine (sa difuzorom):

$$\begin{aligned} \eta_{ts,guess} = & 2,00157849 \cdot 10^{-1} + 3,67382160 \cdot 10^{-1} \cdot v_s + 4,05738932 \cdot v_s^2 \\ & - 3,87123217 \cdot v_s^3 + 8,17301109 \cdot 10^{-1} \cdot N_s - 1,95154270 \\ & \cdot N_s^2 - 1,64941946 \cdot N_s^3 - 1,72909871 \cdot 10^{-3} \cdot p_1 \\ & + 1,45840975 \cdot 10^{-5} \cdot p_1^2 + 3,04098537 \cdot 10^{-7} \cdot p_1^3 \\ & - 2,65846489 \cdot v_s \cdot N_s + 8,84804096 \cdot v_s \cdot N_s^2 \\ & - 2,26957004 \cdot 10^{-2} \cdot v_s \cdot p_1 + 4,60268358 \cdot 10^{-4} \cdot v_s \cdot p_1^2 \\ & - 6,30123048 \cdot 10^{-1} \cdot v_s^2 \cdot N_s - 3,15574107 \cdot v_s^2 \cdot N_s^2 \\ & + 2,56432724 \cdot 10^{-2} \cdot v_s^2 \cdot p_1 - 5,36982279 \cdot 10^{-4} \cdot v_s^2 \\ & \cdot p_1^2 + 3,47254935 \cdot 10^{-2} \cdot N_s \cdot p_1 - 6,41781795 \cdot 10^{-4} \cdot N_s \\ & \cdot p_1^2 - 4,72248740 \cdot 10^{-2} \cdot N_s^2 \cdot p_1 + 8,75446380 \cdot 10^{-4} \\ & \cdot N_s^2 \cdot p_1^2 \end{aligned} \quad (\text{A-14})$$

- početna pretpostavka stupnja korisnosti turbine (bez difuzora):

$$\begin{aligned} \eta_{ts,guess} = & -4,91925694 \cdot 10^{-1} + 2,90413401 \cdot v_s + 1,11304844 \cdot v_s^2 \\ & - 1,95532915 \cdot v_s^3 + 3,41236476 \cdot N_s - 7,37890886 \cdot N_s^2 \\ & - 5,36727375 \cdot N_s^3 + 8,09717241 \cdot 10^{-3} \cdot p_1 - 2,02385974 \\ & \cdot 10^{-4} \cdot p_1^2 + 2,96634537 \cdot 10^{-7} \cdot p_1^3 - 9,22128190 \cdot v_s \cdot N_s \\ & + 3,08313445 \cdot 10^1 \cdot v_s \cdot N_s^2 - 8,94592506 \cdot 10^{-2} \cdot v_s \cdot p_1 \\ & + 1,62802152 \cdot 10^{-3} \cdot v_s \cdot p_1^2 - 1,47436855 \cdot v_s^2 \cdot N_s \\ & - 1,24497261 \cdot 10^1 \cdot v_s^2 \cdot N_s^2 + 9,58984873 \cdot 10^{-2} \cdot v_s^2 \cdot p_1 \\ & - 1,79555815 \cdot 10^{-3} \cdot v_s^2 \cdot p_1^2 + 6,70017133 \cdot 10^{-2} \cdot N_s \cdot p_1 \\ & - 9,37774963 \cdot 10^{-4} \cdot N_s \cdot p_1^2 - 1,04796945 \cdot 10^{-1} \cdot N_s^2 \cdot p_1 \\ & + 1,57654179 \cdot 10^{-3} \cdot N_s^2 \cdot p_1^2 \end{aligned} \quad (\text{A-15})$$

- stupanj korisnosti turbine (početna vrijednost):

$$\eta_{ts} = \eta_{ts,guess} \quad (\text{A-16})$$

- početna pretpostavka apsolutne brzine toka na ulazu u turbinu:

$$c_1 = 20 \text{ m/s} \quad (\text{A-17})$$

- stagnacijska (totalna) entalpija na ulazu u turbinu:

$$h_{01} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad (\text{A-18})$$

- stagnacijski (totalni) tlak na ulazu u turbinu:

$$p_{01} = f(h_{01}, s_{01}) \quad (\text{A-19})$$

- stagnacijska (totalna) temperatura na ulazu u turbinu:

$$T_{01} = f(h_{01}, s_{01}) \quad (\text{A-20})$$

- stagnacijska (totalna) gustoća na ulazu u turbinu:

$$\rho_{01} = f(h_{01}, s_{01}) \quad (\text{A-21})$$

- statička entalpija na izlazu difuzora (izentropska promjena stanja):

$$h_{6,id} = f(p_{iz}, s_1) \quad (\text{A-22})$$

- izentropski pad entalpije (ako je prisutan difuzor):

$$\Delta h_{id} = h_{01} - h_{6,id} \quad (\text{A-23})$$

- izentropski pad entalpije (ako nema difuzora):

$$\Delta h_{id} = h_{01} - h_{5,id} \quad (\text{A-24})$$

- pad entalpije u turbini:

$$\Delta h_{act} = \eta_{ts} \cdot \Delta h_{id} \quad (\text{A-25})$$

- snaga turbine:

$$W_{out} = m_{wf} \cdot \Delta h_{act} \quad (\text{A-26})$$

- stagnacijska (totalna) gustoća na izlazu rotora (početna pretpostavka):

$$\rho_{05} = \rho_{5,id} \quad (\text{A-27})$$

- kutna brzina vrtnje:

$$\omega = \frac{N_s \cdot \Delta h_{id}^{0,75}}{\left(\frac{m_{wf}}{\rho_{05}}\right)^{0,5}} \quad (\text{A-28})$$

- brzina vrtnje:

$$N_t = \frac{\omega \cdot 60}{2\pi} \quad (\text{A-29})$$

- apsolutni kut toka fluida na ulazu u rotor (tangencijalni smjer) [4]:

$$\alpha_{4t} = 10,8 + 14,2N_s^2 \quad (\text{A-30})$$

- apsolutni kut toka fluida na ulazu u rotor (radijalni smjer):

$$\alpha_{4r} = 90 - \alpha_{4t} \quad (\text{A-31})$$

- obodna brzina na ulazu u rotor [4]:

$$u_4 = v_s(2 \cdot \Delta h_{id})^{0,5} \quad (\text{A-32})$$

- tangencijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu u rotor:

$$c_{t4} = u_4 \cdot \frac{\eta_{ts}}{2 \cdot v_s^2} \quad (\text{A-33})$$

- apsolutna brzina toka fluida na ulazu u rotor:

$$c_4 = \frac{c_{t4}}{\sin \alpha_{4r}} \quad (\text{A-34})$$

- meridijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu u rotor:

$$c_{m4} = c_4 \cos \alpha_{4r} \quad (\text{A-35})$$

- tangencijalna komponenta relativne brzine na ulazu u rotor:

$$w_{t4} = c_{t4} - u_4 \quad (\text{A-36})$$

- meridijalna komponenta relativne brzine na ulazu u rotor:

$$w_{m4} = c_{m4} \quad (\text{A-37})$$

- relativna brzina toka fluida na ulazu u rotor:

$$w_4 = \sqrt{w_{t4}^2 + w_{m4}^2} \quad (\text{A-38})$$

- relativni kut toka fluida na ulazu u rotor:

$$\beta_{4r} = \tan^{-1} \left(\frac{w_{t4}}{w_{m4}} \right) \quad (\text{A-39})$$

- stagnacijska (totalna) entalpija na ulazu rotora:

$$h_{04} = h_{01} \quad (\text{A-40})$$

- stagnacijski (totalni tlak) na ulazu rotora [4]:

$$p_{04} = p_{01} - \frac{\rho_{01} \Delta h_{id} (1 - \eta_{ts})}{4} \quad (\text{A-41})$$

- stagnacijska (totalna) entropija na ulazu rotora:

$$s_{04} = f(p_{04}, h_{04}) \quad (\text{A-42})$$

- stagnacijska (totalna) gustoća na ulazu rotora:

$$\rho_{04} = f(p_{04}, h_{04}) \quad (\text{A-43})$$

- statička entalpija na ulazu rotora:

$$h_4 = h_{04} - \frac{C_4^2}{2} \quad (\text{A-44})$$

- statička entropija na ulazu rotora:

$$s_4 = s_{04} \quad (\text{A-45})$$

- statički tlak na ulazu rotora:

$$p_4 = f(h_4, s_4) \quad (\text{A-46})$$

- statička gustoća na ulazu rotora:

$$\rho_4 = f(h_4, s_4) \quad (\text{A-47})$$

- statička temperatura na ulazu rotora:

$$T_4 = f(h_4, s_4) \quad (\text{A-48})$$

- broj rotorskih lopatica [5]:

$$Z_r = 12 + 0,03(\alpha_{4r} + 57)^2 \quad (\text{A-49})$$

- polumjer ulaza u rotor:

$$r_4 = \frac{u_4}{\omega} \quad (\text{A-50})$$

- promjer ulaza u rotor:

$$d_4 = 2r_4 \quad (\text{A-51})$$

- debljina lopatice na ulazu u rotor [4]:

$$t_{b4} = 0,04r_4 \quad (\text{A-52})$$

- faktor blokade toka na ulazu u rotor:

$$k_{b4} = 1 - \frac{t_{b4} Z_r}{2\pi r_4} \quad (\text{A-53})$$

- visina lopatice na ulazu u rotor:

$$b_4 = \frac{\dot{m}}{2k_{B4}\pi r_4 \rho_4 c_{m4}} \quad (\text{A-54})$$

- protočna površina na ulazu u rotor (bez blokade):

$$A_{4id} = 2r_4 \pi b_4 \quad (\text{A-55})$$

- protočna površina na ulazu u rotor:

$$A_4 = A_{4id} k_{B4} \quad (\text{A-56})$$

- omjer apsolutnih meridijalnih brzina rotora – preporuka [4]:

$$\Gamma_{rotor} = 1 + 5 \left(\frac{b_4}{r_4} \right)^2 \quad (\text{A-57})$$

- meridijalna komponenta apsolutne brzine na izlazu rotora – preporuka [4]:

$$c_{m5} = c_{m4} \cdot \Gamma_{rotor} \quad (\text{A-58})$$

- apsolutni kut toka na izlazu rotora:

$$\alpha_{5r} = 0 \quad (\text{A-59})$$

- tangencijalna komponenta apsolutne brzine toka na izlazu rotora:

$$c_{t5} = c_{m5} \tan \alpha_{5r} \quad (\text{A-60})$$

- apsolutna brzina toka na izlazu rotora:

$$c_5 = \sqrt{c_{t5}^2 + c_{m5}^2} \quad (\text{A-61})$$

- statička entalpija na izlazu rotora:

$$h_5 = h_{05} - \frac{c_5^2}{2} \quad (\text{A-62})$$

- statička temperatura na izlazu rotora:

$$T_5 = f(h_5, p_5) \quad (\text{A-63})$$

- statička entropija na izlazu rotora:

$$s_5 = f(p_5, h_5) \quad (\text{A-64})$$

- statička gustoća na izlazu rotora:

$$\rho_5 = f(h_5, s_5) \quad (\text{A-65})$$

- stagnacijska (totalna) entropija na izlazu rotora:

$$s_{05} = s_5 \quad (\text{A-66})$$

- stagnacijski (totalni) tlak na izlazu rotora:

$$p_{05} = f(h_{05}, s_{05}) \quad (\text{A-67})$$

- stagnacijska (totalna) temperatura na izlazu rotora:

$$T_{05} = f(h_{05}, p_{05}) \quad (\text{A-68})$$

- stagnacijska (totalna) gustoća na izlazu rotora (nova vrijednost):

$$\rho_{05novo} = f(h_{05}, s_{05}) \quad (\text{A-69})$$

- omjer polumjera baze rotora na izlazu i polumjera ulaza rotora [4]:

$$RATIO_{hub_inlet} = 0,185 \quad (\text{A-70})$$

- polumjer baze rotora na izlazu rotora:

$$r_{h5} = RATIO_{hub_inlet} \cdot r_4 \quad (\text{A-71})$$

- debljina lopatice na izlazu iz rotora [4]:

$$t_{b5} = 0,02r_4 \quad (\text{A-72})$$

- faktor blokade toka na izlazu rotora (početna pretpostavka):

$$k_{B5} = 1 \quad (\text{A-73})$$

- protočna površina na izlazu rotora:

$$A_5 = \frac{m_{wf}}{\rho_5 c_{m5}} \quad (\text{A-74})$$

- protočna površina na izlazu rotora (bez blokade):

$$A_{5id} = \frac{A_5}{k_{B5}} \quad (\text{A-75})$$

- polumjer plašta rotora na izlazu:

$$r_{s5} = \left[\frac{A_{5id}}{\pi} + r_{h5}^2 \right]^{0,5} \quad (\text{A-76})$$

- srednji polumjer izlaza rotora:

$$r_5 = \frac{r_{s5} + r_{h5}}{2} \quad (\text{A-77})$$

- obodna brzina na izlazu iz rotora (na srednjem polumjeru):

$$u_5 = \omega r_5 \quad (\text{A-78})$$

- tangencijalna komponenta relativne brzine toka na izlazu iz rotora:

$$w_{t5} = c_{t5} - u_5 \quad (\text{A-79})$$

- visina lopatice na izlazu iz rotora:

$$b_5 = r_{s5} - r_{h5} \quad (\text{A-80})$$

- relativni kut toka na izlazu rotora (na srednjem polumjeru):

$$\beta_{5r} = \tan^{-1} \left(\frac{w_{t5}}{c_{m5}} \right) \quad (\text{A-81})$$

- kut lopatice na izlazu iz rotora (na srednjem polumjeru):

$$\beta_{5r,blade} = |\beta_{5r}| \quad (\text{A-82})$$

- relativna brzina toka na izlazu iz rotora:

$$w_5 = \frac{w_{t5}}{\sin \beta_{5r}} \quad (\text{A-83})$$

- faktor blokade toka na izlazu iz rotora (nova vrijednost):

$$k_{B5novo} = 1 - \frac{t_{b5} Z_r b_5}{\pi (r_{s5}^2 - r_{h5}^2) \cos(\beta_{5r,blade})} \quad (\text{A-84})$$

- faktor blokade toka na izlazu iz rotora:

$$k_{B5} = k_{B5novo} \quad (\text{A-85})$$

- preporuka vrijednosti r_{s5} [5]:

$$r_{s5} \leq 0,7r_4 \quad (\text{A-86})$$

- preporuka vrijednosti r_{h5} [5]:

$$r_{h5} \geq 0,4r_{s5} \quad (\text{A-87})$$

- ako r_{s5} ne zadovoljava izraz (A-84):

$$r_{s5} = 0,7r_4 \quad (\text{A-88})$$

- ako r_{h5} ne zadovoljava izraz (A-85):

$$r_{h5} = 0,4r_{s5} \quad (\text{A-89})$$

U slučaju da r_{s5} ili r_{h5} ne zadovoljavaju uvjete u (A-86) ili (A-87) započinje se nova iteracija izraza (A-27) – (A-85). Prvo se, uz r_{s5} i r_{h5} zadane izrazima (A-88) ili (A-89), i uz pretpostavljenu vrijednost c_{m5} iz (A-58) izračuna geometrija i trokuti brzina na izlazu iz rotora izrazima (A-90) – (A-93):

- srednji polumjer izlaza rotora:

$$r_5 = \frac{r_{s5} + r_{h5}}{2} \quad (\text{A-90})$$

- obodna brzina na izlazu iz rotora (na srednjem polumjeru):

$$u_5 = \omega r_5 \quad (\text{A-91})$$

- tangencijalna komponenta relativne brzine toka na izlazu iz rotora:

$$w_{t5} = c_{t5} - u_5 \quad (\text{A-92})$$

- visina lopatice na izlazu iz rotora:

$$b_5 = r_{s5} - r_{h5} \quad (\text{A-93})$$

Zatim se iteriraju izrazi (A-94) – (A-111) do konvergencije nove vrijednosti c_{m5} .

- tangencijalna komponenta apsolutne brzine toka na izlazu rotora:

$$c_{t5} = c_{m5} \tan \alpha_{5r} \quad (\text{A-94})$$

- apsolutna brzina toka na izlazu rotora:

$$c_5 = \sqrt{c_{t5}^2 + c_{m5}^2} \quad (\text{A-95})$$

- relativni kut toka na izlazu rotora (na srednjem polumjeru):

$$\beta_{5r} = \tan^{-1} \left(\frac{w_{t5}}{c_{m5}} \right) \quad (\text{A-96})$$

- kut lopatice na izlazu iz rotora (na srednjem polumjeru):

$$\beta_{5r,blade} = |\beta_{5r}| \quad (\text{A-97})$$

- relativna brzina toka na izlazu iz rotora:

$$w_5 = \frac{w_{t5}}{\sin \beta_{5r}} \quad (\text{A-98})$$

- faktor blokade toka na izlazu iz rotora:

$$k_{B5} = 1 - \frac{t_{b5} Z_r b_5}{\pi(r_{s5}^2 - r_{h5}^2) \cos(\beta_{5r,blade})} \quad (\text{A-99})$$

- protočna površina na izlazu iz rotora (bez blokade):

$$A_{5id} = \pi(r_{s5}^2 - r_{h5}^2) \quad (\text{A-100})$$

- protočna površina na izlazu iz rotora:

$$A_5 = A_{5id} k_{B5} \quad (\text{A-101})$$

- statička entalpija na izlazu rotora:

$$h_5 = h_{05} - \frac{c_5^2}{2} \quad (\text{A-102})$$

- statička temperatura na izlazu rotora:

$$T_5 = f(h_5, p_5) \quad (\text{A-103})$$

- statička entropija na izlazu rotora:

$$s_5 = f(p_5, h_5) \quad (\text{A-104})$$

- statička gustoća na izlazu rotora:

$$\rho_5 = f(h_5, s_5) \quad (\text{A-105})$$

- stagnacijska (totalna) entropija na izlazu rotora:

$$s_{05} = s_5 \quad (\text{A-106})$$

- stagnacijski (totalni) tlak na izlazu rotora:

$$p_{05} = f(h_{05}, s_{05}) \quad (\text{A-107})$$

- stagnacijska (totalna) temperatura na izlazu rotora:

$$T_{05} = f(h_{05}, p_{05}) \quad (\text{A-108})$$

- stagnacijska (totalna) gustoća na izlazu rotora (nova vrijednost):

$$\rho_{05novo} = f(h_{05}, s_{05}) \quad (\text{A-109})$$

- meridijalna komponenta apsolutne brzine na izlazu rotora (nova vrijednost):

$$c_{m5novo} = \frac{m_{wf}}{\rho_5 \cdot A_5} \quad (\text{A-110})$$

- meridijalna komponenta apsolutne brzine na izlazu rotora:

$$c_{m5} = c_{m5novo} \quad (\text{A-111})$$

- stagnacijska (totalna) gustoća na izlazu rotora:

$$\rho_{05} = \rho_{05novo} \quad (\text{A-112})$$

Nakon konvergencije c_{m5} , gustoća ρ_{05} postavlja se na novu vrijednost izrazom (A-112) te se računa nova iteracija izraza (A-28) – (A-112) do konvergencije vrijednosti ρ_{05} .

- aksijalna duljina rotora [4]:

$$Z = 1,5(r_{s5} - r_{h5}) \quad (\text{A-113})$$

- brzina zvuka na ulazu u rotor:

$$SS_4 = f(s_4, p_4) \quad (\text{A-114})$$

- relativni Machov broj na ulazu u rotor:

$$M_{4,rel} = \frac{w_4}{SS_4} \quad (A-115)$$

- Machov broj na ulazu u rotor:

$$M_4 = \frac{c_4}{SS_4} \quad (A-116)$$

- brzina zvuka na izlazu iz rotora:

$$SS_5 = f(s_5, p_5) \quad (A-117)$$

- relativni Machov broj na izlazu iz rotora:

$$M_{5,rel} = \frac{w_5}{SS_5} \quad (A-118)$$

- Machov broj na izlazu iz rotora:

$$M_5 = \frac{c_5}{SS_5} \quad (A-119)$$

- omjer polumjera plašta rotora na izlazu i polumjera ulaza rotora:

$$RATIO_{shroud-inlet} = \frac{r_{s5}}{r_4} \quad (A-120)$$

- omjer polumjera baze rotora na izlazu i polumjera ulaza rotora:

$$RATIO_{hub-inlet} = \frac{r_{h5}}{r_4} \quad (A-121)$$

- omjer polumjera baze rotora na izlazu i polumjera plašta rotora na izlazu:

$$RATIO_{hub-shroud} = \frac{r_{h5}}{r_{s5}} \quad (A-122)$$

- omjer meridijalnih komponenti apsolutne brzine na izlazu i ulazu rotora:

$$RATIO_{cm5-cm4} = \frac{c_{m5}}{c_{m4}} \quad (A-123)$$

- omjer izlazne i ulazne protočne površine rotora:

$$RATIO_{A5-A4} = \frac{A_5}{A_4} \quad (A-124)$$

- omjer aksijalne duljine rotora i visine lopatice na ulazu rotora:

$$RATIO_{Z-b4} = \frac{Z}{b_4} \quad (A-125)$$

- visina lopatice na izlazu statora:

$$b_3 = b_4 \quad (A-126)$$

- visina lopatice na ulazu statora:

$$b_2 = b_3 \quad (A-127)$$

- polumjer izlaza statora [9]:

$$r_3 = 2b_3 \cos(\alpha_{4r}) + r_4 \quad (A-128)$$

- broj statorskih lopatica (početna pretpostavka):

$$Z_s = Z_r + 2 \quad (A-129)$$

- broj statorskih lopatica (nova vrijednost):

$$Z_s = Z_s + 1 \quad (\text{A-130})$$

- faktor blokade toka na izlazu statora (početna pretpostavka):

$$k_{B3} = f(N_s, Z_s) \quad (\text{A-131})$$

- statička gustoća na izlazu statora (početna pretpostavka):

$$\rho_3 = f(N_s, Z_s) \quad (\text{A-132})$$

- tangencijalna komponenta apsolutne brzine na izlazu statora:

$$c_{t3} = c_{t4} \frac{r_4}{r_3} \quad (\text{A-133})$$

- meridijalna komponenta apsolutne brzine na izlazu statora:

$$c_{m3} = \frac{\dot{m}}{2k_{b3}\pi r_3 \rho_3 b_3} \quad (\text{A-134})$$

- apsolutna brzina toka fluida na izlazu statora:

$$c_3 = (c_{m3}^2 + c_{t3}^2)^{0,5} \quad (\text{A-135})$$

- apsolutni kut toka na izlazu statora (tangencijalni smjer):

$$\alpha_{3t} = \tan^{-1} \left(\frac{c_{m3}}{c_{t3}} \right) \quad (\text{A-136})$$

- apsolutni kut toka na izlazu statora (radijalni smjer):

$$\alpha_{3r} = 90 - \alpha_{3t} \quad (\text{A-137})$$

- stagnacijska (totalna) entalpija na izlazu statora:

$$h_{03} = h_{01} \quad (\text{A-138})$$

- statička entalpija na izlazu rotora:

$$h_3 = h_{03} - \frac{c_3^2}{2} \quad (\text{A-139})$$

- statička entropija na izlazu rotora:

$$s_3 = s_4 \quad (\text{A-140})$$

- statička temperatura na izlazu statora:

$$T_3 = f(h_3, s_3) \quad (\text{A-141})$$

- statički tlak na izlazu statora:

$$p_3 = f(h_3, s_3) \quad (\text{A-142})$$

- statička gustoća na izlazu statora (nova vrijednost):

$$\rho_{3novo} = f(h_3, s_3) \quad (\text{A-143})$$

- statička gustoća na izlazu statora:

$$\rho_3 = \rho_{3novo} \quad (\text{A-144})$$

- brzina zvuka na izlazu statora:

$$SS_3 = f(p_3, T_3) \quad (\text{A-145})$$

- Machov broj na izlazu statora:

$$M_3 = \frac{c_3}{SS_3} \quad (\text{A-146})$$

Ako je $M_3 < 1$, koristi se izraz (A-147). Ako je $M_3 \geq 1$, koriste se izrazi (A-148) - (A-150).

- omjer širine grla stator i koraka lopatica na izlazu statora:

$$os_3 = \cos(\alpha_{3r}) \quad (\text{A-147})$$

- statička entalpija na izlazu statora (nadzvučno strujanje fluida):

$$h_{3ss} = h_{03} - \frac{SS_3^2}{2} \quad (\text{A-148})$$

- statička gustoća na izlazu statora (nadzvučno strujanje fluida):

$$\rho_{3ss} = f(h_{3ss}, s_3) \quad (\text{A-149})$$

- omjer širine grla stator i koraka lopatica na izlazu statora (nadzvučno strujanje fluida):

$$os_3 = \frac{\rho_3 c_{m3}}{\rho_{3ss} SS_3} \quad (\text{A-150})$$

- korak lopatica na izlazu iz rotora:

$$s_{n3} = \frac{2\pi r_3}{Z_s} \quad (\text{A-151})$$

- širina grla statora:

$$o_{n3} = os_3 \cdot s_{n3} \quad (\text{A-152})$$

- krutost mlaznice [4]:

$$\sigma = \frac{c_n}{s_n} = \frac{1}{0,75} \quad (\text{A-153})$$

- duljina tetive statorske lopatice:

$$c_{n3} = \frac{s_{n3}}{\frac{1}{\sigma}} = \sigma s_{n3} \quad (\text{A-154})$$

- radijalna duljina tetive statorske lopatice:

$$c_d = c_{n3} \cos(\alpha_{3r}) \quad (\text{A-155})$$

- debljina lopatice na izlazu statora [4]:

$$t_{b3} = 0,012c_{n3} \quad (\text{A-156})$$

- debljina lopatice na ulazu statora [4]:

$$t_{b2} = 0,025c_{n3} \quad (\text{A-157})$$

- najveća debljina statorske lopatice [4]:

$$t_{max} = 0,06c_{n3} \quad (\text{A-158})$$

- udaljenost od ulaznog ruba statorske lopatice do mjesta najveće debljine lopatice [4]:

$$d = 0,4c_{n3} \quad (\text{A-159})$$

- kut ugradnje statorske lopatice na izlazu (početna pretpostavka):

$$\gamma_3 = f(N_s, Z_s) \quad (\text{A-160})$$

Na temelju prethodno definiranih geometrijskih veličina statora program crta konture dvije susjedne statorske lopatice postupkom opisanim u prilogu B. Na crtežu se izmjere sljedeće veličine:

- izmjerena vrijednost širine grla statora, o_{novo}
- polumjer izlaza statora, r_2
- polumjer na kojem se nalazi grlo statora, r_{th}

Zatim se izračuna nova vrijednost kuta γ_3 .

- kut ugradnje statorske lopatice na izlazu (nova vrijednost):

$$\bar{\gamma}_3 = \sin^{-1} \left(\gamma_3 \frac{o_{n3}}{o_{novo}} \right) \quad (A-161)$$

- kut ugradnje statorske lopatice na izlazu:

$$\gamma_3 = \bar{\gamma}_3 \quad (A-162)$$

S novom vrijednošću γ_3 , započinje se iduća iteracije crtanja kontura lopatica. Postupak se ponavlja do konvergencije vrijednosti γ_3 .

- kut statorske lopatice na izlazu:

$$\beta_{3t} = \gamma_3 \quad (A-163)$$

- kut ugradnje statorske lopatice na ulazu:

$$\gamma_2 = \cos^{-1} \left(r_3 \cdot \frac{\cos \gamma_3}{r_2} \right) \quad (A-164)$$

- kut statorske lopatice na ulazu:

$$\beta_{2t} = \gamma_2 \quad (A-165)$$

- faktor blokade toka na izlazu statora (nova vrijednost):

$$k_{b3novo} = 1 - \frac{Z_s t_{b3}}{2\pi r_3 \sin \beta_{3t}} \quad (A-166)$$

- faktor blokade toka na izlazu statora:

$$k_{b3} = k_{b3novo} \quad (A-167)$$

- duljina toka fluida kroz stator:

$$L = c_{n3} \quad (A-168)$$

- optimalni upadni kut na ulazu u stator [4]:

$$i_n = \left[3,6 \left(\frac{10t_{b2}}{L} \right)^{0,5} + \frac{|\beta_{3t} - \beta_{2t}|}{3,4} \right] \left(\frac{L}{s_{n3}} \right)^{0,5} - \frac{|\beta_{3t} - \beta_{2t}|}{2} \quad (A-169)$$

- apsolutni kut toka na ulazu statora (tangencijalni smjer) [4]:

$$\alpha_{2t} = \beta_{2t} - i_n \text{sign}(\beta_{3t} - \beta_{2t}) \quad (A-170)$$

- apsolutni kut toka na ulazu statora (radijalni smjer):

$$\alpha_{2r} = 90 - \alpha_{2t} \quad (A-171)$$

- faktor blokade toka na ulazu u stator:

$$k_{b2} = 1 - \frac{Z_s t_{b2}}{2\pi r_2 \sin \beta_{2t}} \quad (\text{A-172})$$

- meridijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu statora (početna pretpostavka):

$$c_{m2} = \frac{r_3 c_{m3}}{r_2} \quad (\text{A-173})$$

- tangencijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu statora:

$$c_{t2} = c_{m2} \cdot \tan(\alpha_{2r}) \quad (\text{A-174})$$

- apsolutna brzina toka na ulazu statora:

$$c_2 = (c_{m2}^2 + c_{t2}^2)^{0,5} \quad (\text{A-175})$$

- stagnacijska (totalna) entalpija na ulazu statora:

$$h_{02} = h_{01} \quad (\text{A-176})$$

- gubitak entalpije u ulaznom kanalu [6]:

$$\Delta h_{vol} = 0,1 \frac{c_1^2}{2} \quad (\text{A-177})$$

- statička entalpija na ulazu u stator:

$$h_2 = h_{02} - \frac{c_2^2}{2} \quad (\text{A-178})$$

- statička entalpija na ulazu u stator (izentropska promjena stanja):

$$h_{2id} = h_2 - \Delta h_{vol} \quad (\text{A-179})$$

- statička entropija na ulazu u stator (izentropska promjena stanja):

$$s_{2id} = s_1 \quad (\text{A-180})$$

- statički tlak na ulazu u stator (izentropska promjena stanja):

$$P_{2id} = f(h_{2id}, s_{2id}) \quad (\text{A-181})$$

- statički tlak na ulazu u stator:

$$P_2 = P_{2id} \quad (\text{A-182})$$

- statička entropija na ulazu u stator:

$$s_2 = f(h_2, P_2) \quad (\text{A-183})$$

- statička temperatura na ulazu u stator:

$$T_2 = f(h_2, p_2) \quad (\text{A-184})$$

- statička gustoća na ulazu u stator:

$$\rho_2 = f(h_2, p_2) \quad (\text{A-185})$$

- meridijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu statora (nova vrijednost):

$$c_{m2novo} = \frac{\dot{m}}{2k_{b2}\pi r_2 \rho_2 b_2} \quad (\text{A-186})$$

- meridijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu statora:

$$c_{m2} = c_{m2novo} \quad (\text{A-187})$$

- brzina zvuka na ulazu u stator:

$$SS_2 = f(s_2, h_2) \quad (\text{A-188})$$

- Machov broj na ulazu u stator:

$$M_2 = \frac{c_2}{SS_2} \quad (\text{A-189})$$

- faktor opterećenja lopatica [4]:

$$BL = \frac{4 \cdot s_{n3} \cdot \sin(\beta_{3t} - \beta_{2t})}{c_{n3} \cdot \sin(\beta_{2t}) \cdot \left[1 + \frac{r_3 \cdot \sin(\alpha_{3t})}{r_2 \cdot \sin(\alpha_{2t})} \right]} \quad (\text{A-190})$$

- uvjeti za prestanak iteracije broja statorskih lopatica:

- o uvjet za BL [4]:

$$BL \leq 1 \quad (\text{A-191})$$

- o uvjet za broj lopatica [10]:

$$Z_s = 1,3 \cdot Z_r \quad (\text{A-192})$$

- o uvjet za broj lopatica [4]:

$$Z_s \geq 30 \quad (\text{A-193})$$

Iteracija izraza ((A-130) - (A-193)) za određivanje broja statorskih lopatica provodi se dok se ne zadovolji najmanje jedan uvjet iz izraza (A-191) - (A-193).

- koeficijent vrtloženja [6]:

$$SC = 0,9 \quad (\text{A-194})$$

- protočna površina ulaznog kanala:

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{c_1 \rho_1} \quad (\text{A-195})$$

- polumjer protočne površine ulaznog kanala:

$$r_{vol} = \left(\frac{A_1}{3 \frac{\pi}{4} + 1} \right)^{0,5} \quad (\text{A-196})$$

- polumjer ulaza u turbinu (spiralno kućište):

$$r_1 = r_2 + r_{vol} \quad (\text{A-197})$$

- najveći polumjer turbine:

$$r_{max} = r_1 + r_{vol} \quad (\text{A-198})$$

- brzina toka na ulazu u turbinu (nova vrijednost):

$$c_{1novo} = \frac{r_2 \cdot c_{t2}}{r_1 \cdot SC} \quad (\text{A-199})$$

- brzina toka na ulazu u turbinu:

$$c_1 = c_{1novo} \quad (\text{A-200})$$

- kut divergencije difuzora [4]:

$$\theta_{diff} = 5,5^\circ \quad (A-201)$$

- omjer izlazne i ulazne protočne površine difuzora:

$$AR_{diff} = 2,5 \quad (A-202)$$

- širina ulaza u difuzor:

$$b_{5diff} = b_5 \quad (A-203)$$

- ulazna protočna površina difuzora:

$$A_{5diff} = A_5 \quad (A-204)$$

- aksijalna duljina difuzora [4]:

$$L_{diff} = \frac{b_{5diff}(AR_{diff} - 1)}{2 \tan \theta_{diff}} \quad (A-205)$$

- izlazna protočna površina difuzora:

$$A_6 = AR_{diff} \cdot A_5 \quad (A-206)$$

- širina izlaza iz difuzora:

$$b_6 = 2 \sqrt{\frac{A_6}{\pi}} \quad (A-207)$$

- stagnacijska (totalna) entalpija na izlazu iz difuzora:

$$h_{06} = h_{05} \quad (A-208)$$

- idealni statički faktor porasta tlaka [11]:

$$C_{p,diff,id} = 1 - \frac{1}{AR_{diff}} \quad (A-209)$$

- statički tlak na izlazu iz difuzora (izentropska promjena stanja):

$$P_{6s} = C_{p,diff,id}(P_{05} - P_5) + P_5 \quad (A-210)$$

- statička entropija na izlazu iz difuzora (izentropska promjena stanja):

$$s_{6s} = s_5 \quad (A-211)$$

- statička entalpija na izlazu iz difuzora (izentropska promjena stanja):

$$h_{6s} = f(P_{6s}, s_{6s}) \quad (A-212)$$

- statička temperatura na izlazu iz difuzora (izentropska promjena stanja):

$$T_{6s} = f(P_{6s}, s_{6s}) \quad (A-213)$$

- statička gustoća na izlazu iz difuzora (izentropska promjena stanja):

$$\rho_{6s} = f(P_{6s}, s_{6s}) \quad (A-214)$$

- statički faktor porasta tlaka u difuzoru [21]:

$$C_{p,diff} = -3,15 \cdot 10^{-4} \cdot |\alpha_{5r}|^2 + 6,25 \cdot 10^{-3} \cdot |\alpha_{5r}| + 0,57 \quad (A-215)$$

- statički tlak na izlazu iz difuzora:

$$P_6 = C_{p,diff}(P_{05} - P_5) + P_5 \quad (A-216)$$

- statička gustoća na izlazu iz difuzora (početna pretpostavka):

$$\rho_6 = \rho_5 \quad (\text{A-217})$$

- brzina toka na izlazu iz difuzora:

$$c_6 = \frac{m_{wf}}{\rho_6 A_6} \quad (\text{A-218})$$

- statička entalpija na izlazu iz difuzora:

$$h_6 = h_{06} - \frac{c_6^2}{2} \quad (\text{A-219})$$

- statička entropija na izlazu iz difuzora:

$$s_6 = f(P_6, h_6) \quad (\text{A-220})$$

- statička temperatura na izlazu iz difuzora:

$$T_6 = f(P_6, h_6) \quad (\text{A-221})$$

- statička gustoća na izlazu iz difuzora (nova vrijednost):

$$\rho_{6,novo} = f(P_6, h_6) \quad (\text{A-222})$$

- statička gustoća na izlazu iz difuzora:

$$\rho_6 = \rho_{6,novo} \quad (\text{A-223})$$

- stagnacijski (totalni tlak) na izlazu iz difuzora:

$$p_{06} = f(h_{06}, s_6) \quad (\text{A-224})$$

MODEL GUBITAKA

Gubitak upadnog kuta rotora (engleski: incidence loss) – prema [12] najbolji je model iz [13] sa $\beta_{4,opt}$ iz [7]:

- optimalni relativni kut toka (radijalni smjer) za $\beta_{4r,blade} = 0^\circ$ [7]:

$$\beta_{4,opt} = atan \left[\frac{-1,98 \cdot \tan(\alpha_{4r})}{Z_r \left(1 - \frac{1,98}{Z_r}\right)} \right] \quad (\text{A-225})$$

Izvod optimalnog relativnog kuta toka za $\beta_{4r,blade} \neq 0^\circ$ (Iz [14] u obliku u kakvom ga navodi [22]):

- omjer izlaznog i ulaznog polumjera rotora:

$$r_{5,4} = \frac{r_5}{r_4} \quad (\text{A-226})$$

- korekcijski faktor:

$$\varepsilon_{lim} = \frac{1}{e^{\left(\frac{8,16 \cos(\beta_{4r,blade})}{Z_r}\right)}} \quad (\text{A-227})$$

- optimalna tangencijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu rotora

za uvjet $r_{5,4} \leq \varepsilon_{lim}$:

$$c_{t4,opt} = u_4 \left[\frac{1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_{4r,blade})}}{Z_r^{0,7}}}{1 - \frac{\tan(\beta_{4r,blade})}{\tan(\alpha_{4r})}} \right] \quad (A-228)$$

- optimalna tangencijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu rotora

za uvjet $r_{5,4} > \varepsilon_{lim}$:

$$c_{t4,opt} = u_4 \left[\frac{\left(1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_{4r,blade})}}{Z_r^{0,7}} \right) \left[1 - \left(\frac{r_{5,4} - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}} \right)^3 \right]}{1 - \frac{\tan(\beta_{4r,blade})}{\tan(\alpha_{4r})}} \right] \quad (A-229)$$

- optimalna tangencijalna komponenta relativne brzine na ulazu rotora:

$$w_{t4,opt} = c_{t4,opt} - u_4 \quad (A-230)$$

- optimalni relativni kuta toka za $\beta_{4r,blade} \neq 0^\circ$:

$$\beta_{4r,opt} = \tan^{-1} \left(\frac{w_{t4,opt}}{c_{m4}} \right) \quad (A-231)$$

- gubitak upadnog kuta [13]:

$$\Delta h_{rot,i} = 0,5 \cdot w_4^2 \cdot \sin^2(\beta_{4r} - \beta_{4r,opt}) \quad (A-232)$$

Gubitak u rotorskim lopaticama (engleski: passage loss) – prema [12] najbolji je model iz [13] sa faktorom klizanja (engleski: slip factor) iz [15].

Izvod optimalnog relativnog kuta toka za $\beta_{4r,blade} = 0^\circ$:

- faktor klizanja [15]:

$$SLIP = 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_{4r,blade})}}{Z_r^{0,7}} \quad (A-233)$$

- optimalna tangencijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu rotora:

$$c_{t4,opt,pass} = u_4 \cdot SLIP \quad (A-234)$$

- optimalna tangencijalna komponenta relativne brzine na ulazu rotora:

$$w_{t4,opt,pass} = c_{t4,opt} - u_4 \quad (A-235)$$

- optimalni relativni kuta toka za $\beta_{4r,blade} \neq 0^\circ$:

$$\beta_{4r,opt,pass} = \tan^{-1} \left(\frac{w_{t4,opt,pass}}{c_{m4}} \right) \quad (A-236)$$

Ukoliko $\beta_{4r,blade} \neq 0^\circ$ uvode se korekcije iz [14] kao i za gubitak upadnog kuta.

Izvod optimalnog relativnog kuta toka za $\beta_{4r,blade} \neq 0^\circ$:

- omjer izlaznog i ulaznog polumjera rotora:

$$r_{5,4} = \frac{r_5}{r_4} \quad (A-237)$$

- korekcijski faktor:

$$\varepsilon_{lim} = \frac{1}{e^{\left(\frac{8,16 \cos(\beta_{4r,blade})}{Z_r} \right)}} \quad (A-238)$$

- optimalna tangencijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu rotora za uvjet $r_{5,4} \leq \varepsilon_{lim}$:

$$c_{t4,opt,pass} = u_4 \left[\frac{1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_{4r,blade})}}{Z_r^{0,7}}}{1 - \frac{\tan(\beta_{4r,blade})}{\tan(\alpha_{4r})}} \right] \quad (A-239)$$

- optimalna tangencijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu rotora za uvjet $r_{5,4} > \varepsilon_{lim}$:

$$c_{t4,opt,pass} = u_4 \left[\frac{\left(1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_{4r,blade})}}{Z_r^{0,7}} \right) \left[1 - \left(\frac{r_{5,4} - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}} \right)^3 \right]}{1 - \frac{\tan(\beta_{4r,blade})}{\tan(\alpha_{4r})}} \right] \quad (A-240)$$

- optimalna tangencijalna komponenta relativne brzine na ulazu rotora:

$$w_{t4,opt,pass} = c_{t4,opt,pass} - u_4 \quad (A-241)$$

- optimalni relativni kuta toka za $\beta_{4r,blade} \neq 0^\circ$:

$$\beta_{4r,opt,pass} = \tan^{-1} \left(\frac{w_{t4,opt,pass}}{c_{m4}} \right) \quad (A-242)$$

- gubitak u rotorskim lopaticama [13]:

$$\Delta h_{rot,pass} = 0,3 \cdot 0,5 \cdot [w_4^2 \cdot \cos^2(\beta_{4r} - \beta_{4,opt}) + w_5^2] \quad (A-243)$$

Gubitak zbog curenja fluida kroz zazor (engleski: tip clearance loss):

- aksijalni zazor [10]:

$$\varepsilon_a = 0,0003 m \quad (\text{A-244})$$

- radijalni zazor [10]:

$$\varepsilon_r = 0,0003 m \quad (\text{A-245})$$

- aksijalni koeficijent [7]:

$$C_a = \frac{1 - \frac{r_{s5}}{r_4}}{c_{m4} b_4} \quad (\text{A-246})$$

- radijalni koeficijent [23]:

$$C_r = \frac{r_{s5}}{r_4} \left(\frac{Z - b_4}{c_{m5} r_5 b_5} \right) \quad (\text{A-247})$$

- gubitak zbog curenja fluida kroz zazor [24]:

$$\Delta h_{rot,cl} = u_4^3 \cdot \frac{Z_r}{8\pi} \cdot [0,4\varepsilon_a C_a + 0,75\varepsilon_r C_r - (\varepsilon_a \varepsilon_r C_a C_r)^{0,5}] \quad (\text{A-248})$$

Gubitak trenja diska - prema [12] najbolji je model iz [16]:

- bazni zazor [10]:

$$\varepsilon_b = 0,0003 m \quad (\text{A-249})$$

- srednja vrijednost gustoće fluida u rotoru:

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_5 + \rho_4}{2} \quad (\text{A-250})$$

- srednja vrijednost brzine toka fluida kroz rotor:

$$\bar{c} = \frac{c_4 + c_5}{2} \quad (\text{A-251})$$

- viskoznost fluida na ulazu u rotor:

$$\mu_4 = f(T_4, p_4) \quad (\text{A-252})$$

- viskoznost fluida na izlazu iz rotora:

$$\mu_5 = f(T_5, p_5) \quad (\text{A-253})$$

- srednja vrijednost viskoznosti fluida u rotoru:

$$\bar{\mu} = \frac{\mu_4 + \mu_5}{2} \quad (\text{A-254})$$

- srednja vrijednost Reynolds-ovog broja u rotoru:

$$Re = \frac{\bar{\rho} \cdot \bar{c} \cdot r_4}{\bar{\mu}} \quad (\text{A-255})$$

- koeficijent okretnog momenta za turbulentno strujanje fluida ($Re > 10^5$) [17]:

$$k_f = \frac{0,102 \left(\frac{\varepsilon_b}{r_4} \right)^{0,2}}{Re^{0,2}} \quad (\text{A-256})$$

- koeficijent okretnog momenta za laminarno strujanje fluida ($Re \leq 10^5$) [17]:

$$k_f = \frac{3,7 \left(\frac{\varepsilon_b}{r_4}\right)^{0,1}}{Re^{0,5}} \quad (\text{A-257})$$

- gubitak trenja diska [16]:

$$\Delta h_w = k_f \frac{\bar{\rho} u_4^3 r_4^2}{2m_{wf}} \quad (\text{A-258})$$

Gubitak na izlaznom rubu rotorske lopatice (engleski: trailing edge loss) - prema [12] najbolji je model iz [18]

- relativni gubitak tlaka [19]:

$$\Delta p_{0,rel} = \frac{1}{2} \rho_5 w_5^2 \left[\frac{Z_r \cdot 0,5 t_{b5}}{\pi(r_{s5} + r_{h5}) \cos(\beta_{5r})} \right]^2 \quad (\text{A-259})$$

- gubitak na izlaznom rubu lopatice [18]:

$$\Delta h_{rot,te} = \frac{\Delta p_{0,rel}}{\rho_5} \quad (\text{A-260})$$

Gubitak izlazne kinetičke energije

- gubitak izlazne kinetičke energije bez difuzora:

$$\Delta h_e = \frac{1}{2} c_5^2 \quad (\text{A-261})$$

- gubitak izlazne kinetičke energije sa difuzorom:

$$\Delta h_{e,diff} = \frac{1}{2} c_6^2 \quad (\text{A-262})$$

Gubitak u statoru

- Reynolds-ov broj na ulazu u rotor:

$$Re_4 = \frac{c_4 b_4 \rho_4}{\mu_4} \quad (\text{A-263})$$

- koeficijent statorskog gubitka [20]:

$$K_{st} = \frac{0,05}{Re_4^{0,2}} \left[3 \frac{\tan(\alpha_4)}{\frac{s_{n3}}{c_{n3}}} + s_{n3} \frac{\cos(\alpha_4)}{b_4} \right] \quad (\text{A-264})$$

- gubitak u statoru [20]:

$$\Delta h_{st} = K_{st} \cdot \frac{c_4^2}{2} \quad (\text{A-265})$$

Gubitak u ulaznom kanalu (spiralnom kućištu) [6]

- gubitak u ulaznom kanalu [6]:

$$\Delta h_{vol} = 0,1 \cdot \frac{c_2^2}{2} \quad (\text{A-266})$$

Ukupni gubici i nova vrijednost stupnja korisnosti

- ukupni gubitak turbine bez difuzora:

$$\Delta h_{losstot} = \Delta h_{rot,i} + \Delta h_{rot,pass} + \Delta h_{rot,cl} + \Delta h_{rot,w} + \Delta h_{rot,te} + \Delta h_e + \Delta h_{st} + \Delta h_{vol} \quad (A-267)$$

- ukupni gubitak turbine s difuzorom:

$$\Delta h_{losstot} = \Delta h_{rot,i} + \Delta h_{rot,pass} + \Delta h_{rot,cl} + \Delta h_{rot,w} + \Delta h_{rot,te} + \Delta h_{e,diff} + \Delta h_{st} + \Delta h_{vol} \quad (A-268)$$

- stupanj korisnosti turbine (nova vrijednost):

$$\eta_{ts,tot} = \frac{\Delta h_{act}}{\Delta h_{act} + \Delta h_{losstot}} \quad (A-269)$$

Ograničenja konstrukcije [18]

Elastično naprezanje lopatica rotora:

- granica elastičnosti materijala

$$\sigma_Y = 730000 \text{ kPa} \quad (A-270)$$

- gustoća materijala:

$$\rho_{steel} = 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (A-271)$$

- dopušteno naprezanje:

$$\sigma_{r,dop} = 0,9\sigma_Y \quad (A-272)$$

- elastično naprezanje rotorskih lopatica [18]:

$$\sigma_r = 0,3\rho_{steel}u_4^2 \quad (A-273)$$

Vibracije

- frekvencija pobude statorskih lopatica:

$$f_{nozzle} = \frac{N \cdot Z_s}{60} \quad (A-274)$$

- Young-ov modul:

$$E = 2 \cdot 10^8 \text{ kPa} \quad (A-275)$$

- Poisson-ov omjer:

$$\nu = 0,5 \quad (A-276)$$

- prirodna frekvencija rotora [25]:

$$\omega_{rotor} = \frac{6,94}{2\pi b_5^2} \left[\frac{E \cdot t_{b5}^2}{12\rho_{steel}(1-\nu^2)} \right]^{0,5} \quad (A-277)$$

- kontrolni omjer:

$$control = \frac{f_{nozzle}}{\omega_{rotor}} \quad (A-278)$$

Vrijednost stupnja korisnosti za sljedeću iteraciju:

$$\eta_{ts} = \eta_{ts,tot} \quad (\text{A-279})$$

Ako je prisutan difuzor vrijednost Δp_{diff} za sljedeću iteraciju dobije se dolje navedenim postupkom.

- razlika vrijednosti izlaznog tlaka dobivenog proračunom difuzora i zadane vrijednosti izlaznog tlaka:

$$p_{6,razlika} = p_{iz} - p_6 \quad (\text{A-280})$$

- apsolutna vrijednost $p_{6,razlika}$:

$$p_{6,abs} = |p_{6,razlika}| \quad (\text{A-281})$$

- nova vrijednost porasta tlaka u difuzoru:

$$\Delta p_{diff,novo} = \Delta p_{diff} - p_{6,razlika} \quad (\text{A-282})$$

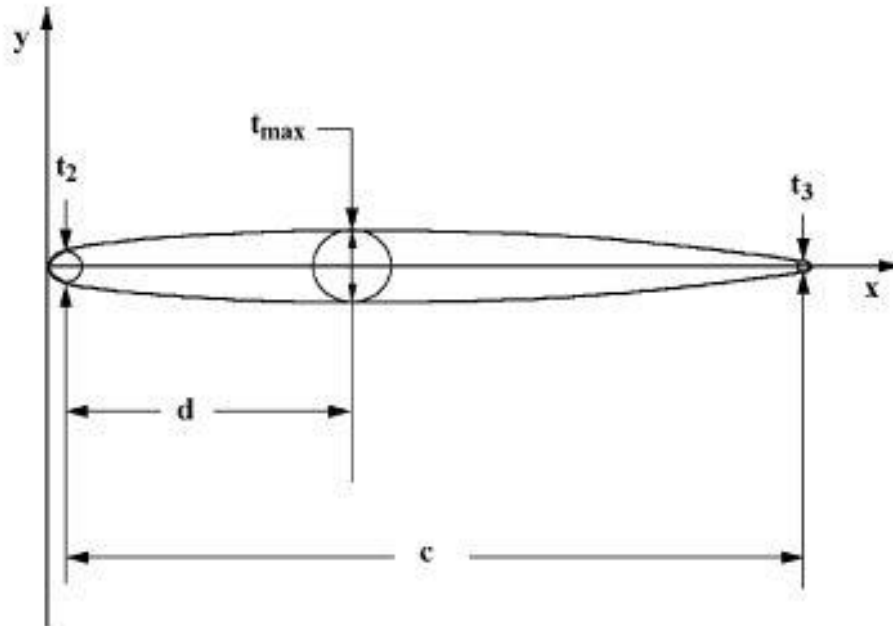
- porast tlaka u difuzoru:

$$\Delta p_{diff} = \Delta p_{diff,novo} \quad (\text{A-283})$$

Iteracija se provodi dok vrijedi nejednakost $p_{6,abs} > 0,001$.

B. CRTANJE KONTURE STATORSKIH LOPATICA

Geometrija statorske lopatice temelji se na pristupu iz stručne literature [4].



Slika 77. Kontura statorske lopatice [4]

Prvi korak je definiranje raspodjele debljine lopatice po duljini središnjice c odnosno po koordinati x . U stručnoj literaturi [4] navedene su jednačbe koje opisuju debljinu lopatice u ovisnosti o koordinati x , a na slici 77 prikazan je oblik konture lopatice koja se dobije tim jednačbama. Jednačbe prilagođene nomenklaturi ovog rada su dane izrazima od (B-1) do (B-9). Jednačbe su normalizirane po duljini središnjice lopatice. Veličine koje su normalizirane su označene s indeksom „ c “. Vrijednosti veličina na slici 77 također su predložene u stručnoj literaturi [4].

$$t_{2c} = 0,025 \quad (\text{B-1})$$

$$t_{3c} = 0,012 \quad (\text{B-2})$$

$$t_{max,c} = 0,06 \quad (\text{B-3})$$

$$d_c = 0,4 \quad (\text{B-4})$$

$$\xi_c = \frac{x_c}{d_c}; \text{ za } x_c \leq d_c \quad (\text{B-5})$$

$$\xi_c = \frac{1 - x_c}{1 - d_c}; \text{ za } x_c > d_c \quad (\text{B-6})$$

$$t_{ref,c} = t_{2c} + (t_{3c} - t_{2c})x_c \quad (B-7)$$

$$e_c = \sqrt{0,4d_c}(0,03(1 - x_c)(1 - \xi_c)) + 0,97 \quad (B-8)$$

$$t_c = t_{ref,c} + (t_{max,c} - t_{ref,c})\xi_c^{e_c} \quad (B-9)$$

Koristeći gore navedene jednađbe dobiju se x i y koordinate konture lopatice. Presijecanjem s osi x kontura lopatice podijeljena je na dvije krivulje. Jedna je označena indeksom „p“, a druga indeksom „s“. Normalizirane koordinate dobiju se izrazima ((B-10) – (B-13)), a zatim i stvarne vrijednosti množenjem sa duljinom lopatice (izrazi (B-14) – (B-17)). y koordinata svake krivulje iznosi pola vrijednosti debljine mjereno od osi x .

$$x_{p,c} = x_c \quad (B-10)$$

$$y_{p,c} = -0,5t_c \quad (B-11)$$

$$x_{s,c} = x_c \quad (B-12)$$

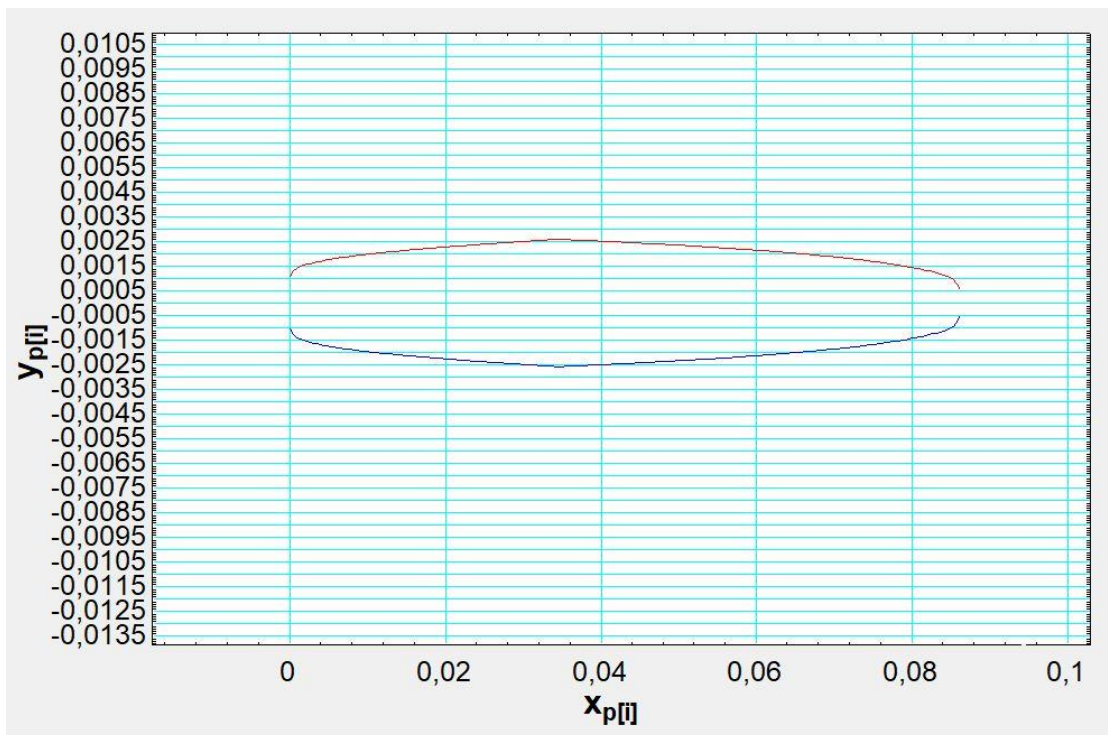
$$y_{s,c} = 0,5t_c \quad (B-13)$$

$$x_p = x_{p,c} \cdot c \quad (B-14)$$

$$y_p = y_{p,c} \cdot c \quad (B-15)$$

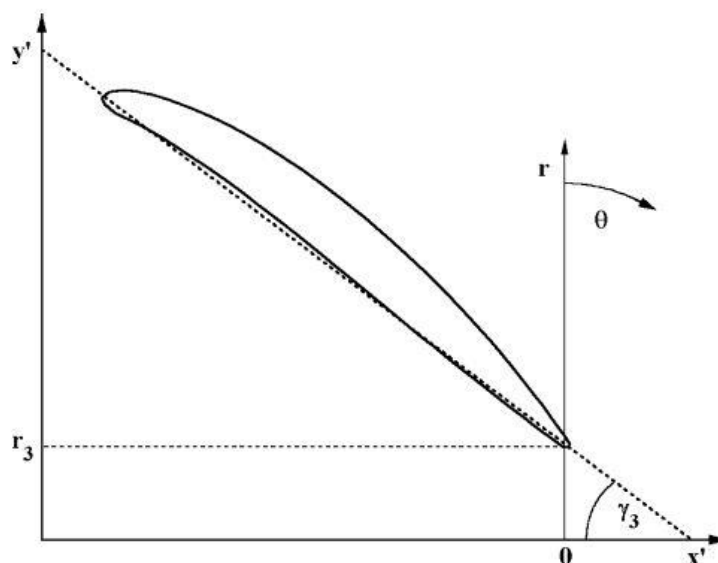
$$x_s = x_{s,c} \cdot c \quad (B-16)$$

$$y_s = y_{s,c} \cdot c \quad (B-17)$$



Slika 78. Kontura lopatice u EES-u

Na slici 78 prikazane je kontura statorske lopatice dobivena u modulu za crtanje grafova i dijagrama programskog paketa EES. Sljedeći korak je zakretanje svih točaka konture krivulje za kut ugradnje γ_3 i pomak po y osi za vrijednost polumjera izlaza statora r_3 (Slika 79).



Slika 79. Zakrenuta lopatica [4]

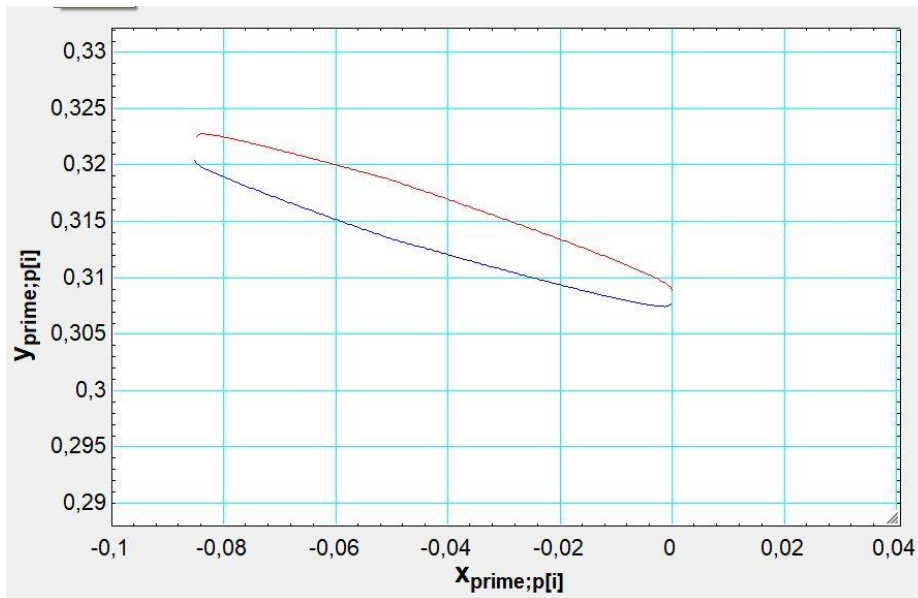
Pomaknute točke definiraju se izrazima od (B-18) do (B-21).

$$x'_p = [(x_{p,c} - 1) \cos(\gamma_3) + y_{p,c} \sin(\gamma_3)] \cdot c \quad (\text{B-18})$$

$$y'_p = \left[\frac{r_3}{c} - (x_{p,c} - 1) \sin(\gamma_3) + y_{p,c} \cos(\gamma_3) \right] \cdot c \quad (\text{B-19})$$

$$x'_s = [(x_{s,c} - 1) \cos(\gamma_3) + y_{s,c} \sin(\gamma_3)] \cdot c \quad (\text{B-20})$$

$$y'_s = \left[\frac{r_3}{c} - (x_{s,c} - 1) \sin(\gamma_3) + y_{s,c} \cos(\gamma_3) \right] \cdot c \quad (\text{B-21})$$



Slika 80. Kontura zakrenute lopatice u EES-u

Na slici 80 prikazana je zakrenuta lopatica. Sljedeći korak je pretvorba kartezijanskih koordinata u polarne i definiranje konture susjedne lopatice. Točke konture susjedne lopatice dobiju zakretom točaka već definirane lopatice za kut θ_d koji je dobiven izrazom (B-22) iz broja lopatica.

$$\theta_d = \frac{360}{Z_s} \quad (\text{B-22})$$

Polarne koordinate točaka konture lopatice definirane su izrazima od (B-23) do (B-26).

$$r_p = \sqrt{x_p'^2 + y_p'^2} \quad (\text{B-23})$$

$$\theta_p = \tan^{-1} \left(\frac{x_p'}{y_p'} \right) \quad (\text{B-24})$$

$$r_s = \sqrt{x_s'^2 + y_s'^2} \quad (\text{B-25})$$

$$\theta_s = \tan^{-1} \left(\frac{x_s'}{y_s'} \right) \quad (\text{B-26})$$

Susjedna lopatica definirana je u polarnim koordinatama izrazima (B-27) – (B-30), a zatim prebačena u kartezijanske koordinate izrazima (B-31) – (B-34).

$$\theta_{p2} = \theta_p + \theta_d \quad (\text{B-27})$$

$$\theta_{s2} = \theta_s + \theta_d \quad (\text{B-28})$$

$$r_{p2} = r_p \quad (\text{B-29})$$

$$r_{s2} = r_s \quad (\text{B-30})$$

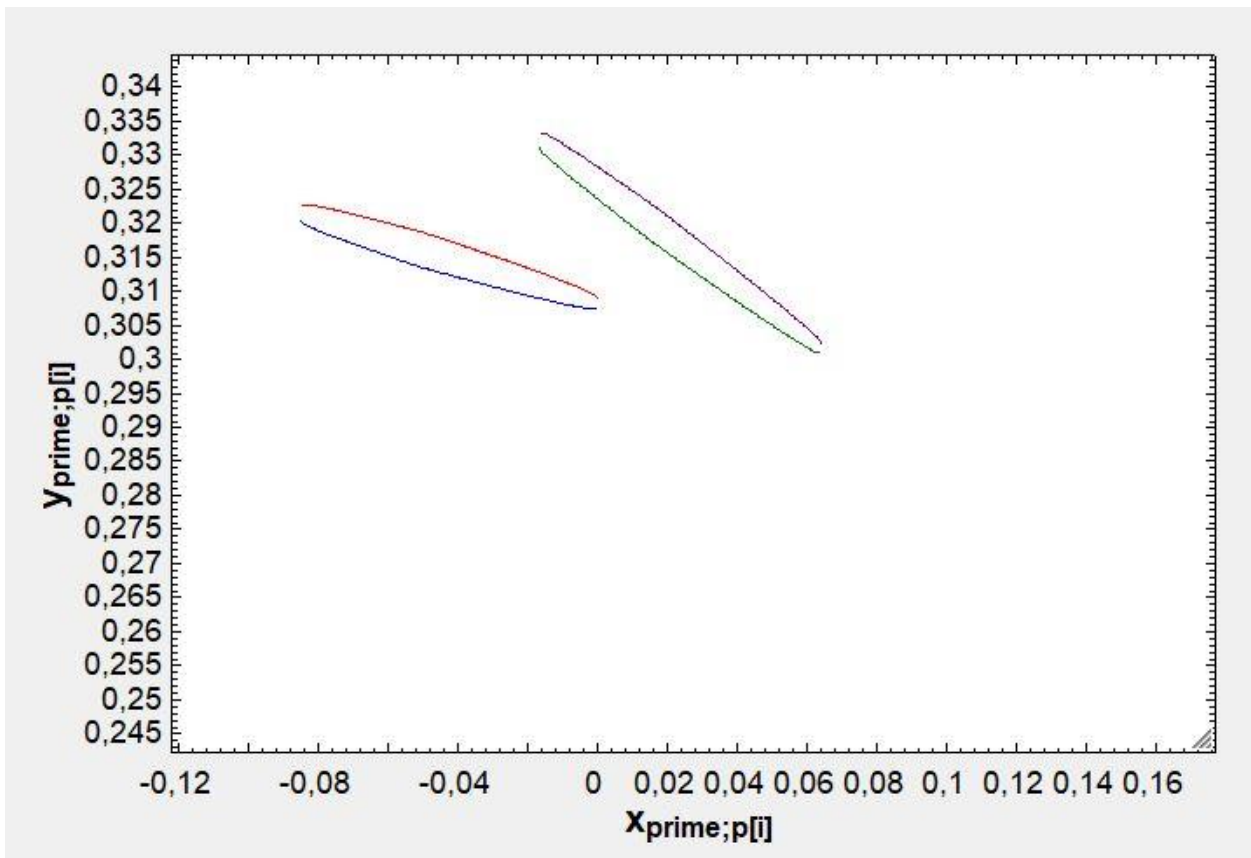
$$x_{p2} = r_{p2} \sin(\theta_{p2}) \quad (\text{B-31})$$

$$y_{p2} = r_{p2} \cos(\theta_{p2}) \quad (\text{B-32})$$

$$x_{s2} = r_{s2} \sin(\theta_{s2}) \quad (\text{B-33})$$

$$y_{s2} = r_{s2} \cos(\theta_{s2}) \quad (\text{B-34})$$

Na slici 81 su prikazane konture dvije susjedne lopatice dobivene u EES-u. Nakon što su definirane konture dvije susjedne lopatice moguće je pronaći širinu grla, odnosno najkraću udaljenost između kontura dvije susjedne lopatice.



Slika 81. Konture dvije susjedne statorske lopatice