

# Simulacija rada Ottovog motora s pretkomorom uz primjenu e-goriva

---

Lilić, Matija

Undergraduate thesis / Završni rad

2023

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

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:761199>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-12-19**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Matija Lilić**

Zagreb. 2023.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Izv. prof. dr. sc. Momir Sjerić

Student:

Matija Lilić

Zagreb. 2023.

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

Zahvaljujem se svom mentoru izv. prof. dr.sc. Momiru Sjeriću na svojoj pruženoj pomoći te uloženom vremenu, trudu i strpljenju.

Zahvaljujem se i svojoj obitelji koja je uvijek bila uz mene i podupirala me tokom studija.

Matija Lilić



Ovaj diplomski rad izrađen je u okviru aktivnosti istraživačkog projekta **IP-2019-04-4900** „Istraživanje efikasnijeg i ekološki prihvatljivijeg izgaranja u Ottovim motorima s pretkomorom“ financiranog od Hrvatske zaklade za znanost – HrZZ. Ovim putem se zahvaljujem na potpori i mogućnosti za sudjelovanjem u istraživačkim aktivnostima.



Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 – 04 / 22 – 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 22 -	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Matija Lilić**

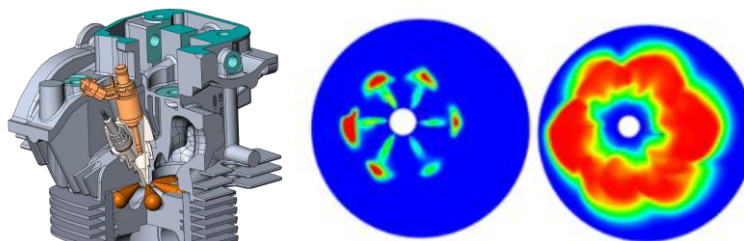
JMBAG: **0035224955**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Simulacija rada Ottovog motora s pretkomorom uz primjenu e-goriva**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Simulation of pre-chamber spark ignition engine operation with application of e-fuel**

Opis zadatka:

Primjena e-goriva u motorima s unutarnjim izgaranjem sve više dobiva na značaju zbog potencijala smanjenja emisije stakleničkih plinova, prvenstveno ugljikovog dioksida. Kod primjene u Ottovim motorima s pretkomorom kod kojih se mogu koristiti siromašne smjese ostvaruju se veće učinkovitosti u usporedbi s konvencionalnim motorima te potencijal smanjenja emisije ugljikovog dioksida dodatno dolazi do izražaja. U ovom radu potrebno je primjenom simulacijskog modela u komercijalnom programskom paketu AVL Boost™ analizirati potencijal primjene e-goriva na značajke rada Ottovog motora s pretkomorom.



U radu je potrebno:

- analizirati fizikalno zakašnjenje paljenja u glavnom prostoru izgaranja za radne točke koje su snimljene na eksperimentalnom motoru pri pogonu na benzin,
- provesti kalibraciju kvazidimenzijskog modela izgaranja uz praćenje parametara kojima se opisuje pojava detonantnog izgaranja,
- provesti simulaciju rada za radno područje motora uz odvojene primjene benzina i e-goriva,
- usporediti značajke rada motora za oba slučaja u obliku topografskih dijagrama,
- provesti analizu voznog ciklusa za oba korištena goriva i analizirati promjene,
- prikazati rezultate i izvesti zaključke.

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

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

dd. 11. 2022.

**1. rok:** dd. 2. 2023.  
**2. rok (izvanredni):** dd. 7. 2023.  
**3. rok:** dd. 9. 2023.

**1. rok:** dd. 2. – dd. 3. 2023.  
**2. rok (izvanredni):** dd. 7. 2023.  
**3. rok:** dd. 9. – dd. 9. 2023.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Momir Šjeric

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

**Sadržaj**

POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS OZNAKA .....	VI
POPIS KRATICA .....	VII
SAŽETAK.....	VIII
SUMMARY .....	IX
UVOD .....	1
1. Motori s unutarnjim izgaranjem .....	3
1.1 Otto motor s pretkomorom.....	3
1.1.1 Hatz Diesel 1D81Z.....	4
1.2 Metanol .....	5
2. Simulacijski model Otto motora s pretkomorom.....	7
2.1 Obrada eksperimentalnih mjerenja .....	7
2.1.1 Određivanje fizikalnog zakašnjenja paljenja u glavnom prostoru izgaranja .....	8
2.1.2 Određivanje trenda zakašnjenja zapaljenja .....	15
2.2 Postavke simulacijskog modela .....	25
2.3 Kalibracija modela .....	26
2.3.1 Kalibracija turbulencije.....	26
2.3.2 Kalibracija izgaranja .....	30
2.3.3 Kalibracija modela detonantnog izgaranja.....	33
2.3.4 Kalibracija emisije štetnih plinova.....	35
3. Usporedba značajki rada motora između benzina i vodika .....	38
3.1 Proširivanje radnog područja motora .....	38
3.2 Rezultati .....	39
3.3 Analiza rezultata.....	46
4. Usporedba značajki rada motora unutar vozila .....	48

---

4.1	Nadogradnja simulacijskog modela .....	48
4.2	Rezultati .....	49
4.3	Analiza rezultata.....	57
5.	Simuliranje voznog ciklusa.....	59
5.1	Postavljanje modela vozila.....	59
5.2	Rezultati .....	61
6.	Zaključak .....	62
	Literatura .....	64

---

**POPIS SLIKA**

Slika 1.1. Motor s pretkomorom .....	4
Slika 2.1. Brzina oslobađanja topline za RT3107 .....	9
Slika 2.2. Određivanje početka izgaranja za RT3107 prema kriteriju energije .....	10
Slika 2.3. Određivanje početka izgaranja za RT3101 po kriteriju porasta tlaka .....	13
Slika 2.4. $\Delta\alpha$ u ovisnosti o $\lambda$ po kriteriju energije .....	16
Slika 2.5. $\Delta\alpha$ u ovisnosti o $\lambda$ po kriteriju tlaka .....	17
Slika 2.6. $\Delta\alpha$ u ovisnosti o kutu paljenja po kriteriju energije .....	18
Slika 2.7. $\Delta\alpha$ u ovisnosti o kutu paljenja po kriteriju tlaka .....	19
Slika 2.8. $\Delta\alpha$ u ovisnosti o tlaku u cilindru u trenutku paljenja po kriteriju energije .....	20
Slika 2.9. $\Delta\alpha$ u ovisnosti o tlaku u cilindru u trenutku paljenja po kriteriju tlaka .....	21
Slika 2.10. $\Delta\alpha$ u ovisnosti o srednjem indiciranom tlaku po kriteriju energije .....	22
Slika 2.11. $\Delta\alpha$ u ovisnosti o srednjem indiciranom tlaku po kriteriju tlaka .....	23
Slika 2.12. $\Delta\alpha$ za 5% oslobođene energije i 0,15 bar razlike tlakova .....	24
Slika 2.13. Reducirani model eksperimentalnog motora .....	25
Slika 2.14. Geometrija širenja plamena.....	26
Slika 2.15. Turbulentna kinetička energija u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila .....	27
Slika 2.16. Brzina disipacije kinetičke energije u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila .....	27
Slika 2.17. Usporedba integralne duljine turbulencije .....	29
Slika 2.18. Usporedba brzina vrtloženja .....	29
Slika 2.19. Značajke izgaranja nakon kalibracije.....	33
Slika 2.20. Zahtijevani oktanski broj i MAPO vrijednosti za izmjerene radne točke .....	35
Slika 2.21. Rezultati kalibracije formiranja $\text{NO}_x$ spojeva .....	36
Slika 2.22. Simulacija formiranja CO .....	37
Slika 2.23. Simulacija formiranja $\text{H}_m\text{C}_n$ spojeva.....	37
Slika 3.1. Dijagram efikasnosti benzina.....	40
Slika 3.2. Dijagram efikasnosti metanola.....	40



---

Slika 3.3. Dijagram relativne razlike efikasnosti .....	41
Slika 3.4. Dijagram vršne vrijednosti tlaka za benzin .....	41
Slika 3.5. Dijagram vršne vrijednosti tlaka za metanol.....	42
Slika 3.6. Dijagram razlike vršne vrijednosti tlaka .....	42
Slika 3.7. Dijagram vršne vrijednosti temperature za benzin.....	43
Slika 3.8. Dijagram vršne vrijednosti temperature za metanol .....	43
Slika 3.9. Dijagram razlike vršne vrijednosti temperature .....	44
Slika 3.10. Dijagram emisije dušikovih oksida za benzin.....	44
Slika 3.11. Dijagram emisije dušikovih oksida za metanol .....	45
Slika 3.12. Dijagram razlike emisije dušikovih spojeva .....	45
Slika 4.1. Prošireni model motora .....	48
Slika 4.2. Efikasnost benzina .....	49
Slika 4.3. Efikasnost metanola .....	50
Slika 4.4. Relativne razlike efikasnosti .....	50
Slika 4.5. Vršne vrijednosti tlaka za benzin .....	51
Slika 4.6. Vršne vrijednosti tlaka za metanol.....	51
Slika 4.7. Razlike vršnih vrijednosti tlaka.....	52
Slika 4.8. Vršne vrijednosti temperature za benzin.....	52
Slika 4.9. Vršne vrijednosti temperature za metanol.....	53
Slika 4.10. Razlike vršnih vrijednosti temperatura .....	53
Slika 4.11. Emisije dušikovih oksida za benzin .....	54
Slika 4.12. Emisije dušikovih oksida za metanol .....	54
Slika 4.13. Razlika u emisijama dušikovih oksida.....	55
Slika 4.14. Krivulje snage pri punom opterećenju .....	55
Slika 4.15. Krivulje momenta pri punom opterećenju .....	56
Slika 4.16. Relativna razlika u maksimalnoj ostvarenoj snazi i momentu.....	56
Slika 4.17. Stupanj punjenja pri punom opterećenju .....	57
Slika 4.18. Usporedba stupnja punjenja pri punom opterećenju.....	57
Slika 5.1. Profil brzine WLTP ciklusa[15].....	59

---

**POPIS TABLICA**

Tablica 1.1. Parametri eksperimentalnog motora.....	5
Tablica 1.2. Usporedba svojstava metanola i benzina[9].....	6
Tablica 2.1. Pregled radnih točaka .....	7
Tablica 2.2. Zakašnjenja zapaljenja po kriteriju oslobođene energije .....	11
Tablica 2.3. Zakašnjenja zapaljenja po kriteriju razlike tlakova .....	14
Tablica 2.4. Vrijednosti podešenih parametara izgaranja .....	31
Tablica 2.5. Odstupanja simuliranih vrijednosti od izmjerenih .....	33
Tablica 2.6. Parametri za simulaciju formiranja dušikovih spojeva .....	36
Tablica 3.1. Kutevi paljenja za benzin .....	39
Tablica 3.2. Kutevi paljenja za metanol.....	39
Tablica 5.1. Parametri za simulaciju vozila[13].....	60
Tablica 5.2. Rezultati simulacije voznog ciklusa .....	61

---

**POPIS OZNAKA**

<b>Oznaka</b>	<b>Jedinica</b>	<b>Opis</b>
$p$	$Pa$	Tlak
$\lambda$	-	Faktor pretička zraka
$R$	-	Faktor korelacije metode najmanjih kvadrata
$C_{ign}$	-	Parametar zakašnjenja zapaljenja fraktalnog modela izgaranja
$c_L$	-	Parametar integralne duljine vrtloga K-k modela
$c_T$	-	Produkcijska konstanta K-k modela
$u'$	$m/s$	Brzina vrtloženja
$k$	$m^2/s^2$	Turbulentna kinetička energija
$l_i$	$m$	Integralna duljina vrtloga
$g_{i,e}$	$kg/kWh$	Specifična indicirana/efektivna potošnja goriva
$\alpha$	$^{\circ}KV$	Kut zakreta koljenastog vratila
$\omega$	$rad/s$	Brzina vrtnje

---

**POPIS KRATICA**

<b>Kratica</b>	<b>Značenje</b>
CO	Ugljikov monoksid
CO <sub>2</sub>	Ugljikov dioksid
EGR	Recirkulacija ispušnih plinova
GMT	Gornja mrtva točka
H <sub>m</sub> C <sub>n</sub>	Opći ugljikovodik
MSUI	Motor s unutarnjim izgaranjem
NO <sub>x</sub>	Dušikov oksid
ON	Oktanski broj
POSYN	Porsche sintetičko gorivo
SCR	Selektivna katalitička reakcija
ST	Trenutak preskakanja iskre na svjećici
TJI	Zapaljene turbulentnim mlazom
WLTP	Svjetska usklađena procedura za testiranje lakih vozila

---

**SAŽETAK**

Usred sve veće prijetnje klimatskih promjena javlja se potreba za smanjenjem emisije stakleničkih plinova. Jedan od značajnijih proizvođača stakleničkih plinova je sektor transporta, zbog motora s unutarnjim izgaranjem koji još uvijek pogone najveći dio vozila na prometnicama. Problem smanjenja emisija ugljikovog dioksida iz MSUI pristupa se na razne načine. Jedan od načina je i primjena alternativnih goriva.

Kao alternativna pogonska goriva nameću se tzv. e-goriva. E-goriva su sintetska goriva pri čijem se nastanku koristi električna energija iz obnovljivih izvora. E-gorivo koje se razmatra u ovom radu je metanol.

U sklopu ovog rada analizirat će se utjecaj metanola na promjene značajki rada u Otto motoru s pretkomorom u odnosu na benzin. Motor koji će se koristiti je motor za eksperimentalna mjerenja iz Laboratorija za motore i vozila Fakulteta strojarstva i brodogradnje. Simulacija se provodi u programskom paketu AVL Boost<sup>TM</sup>, a podešena je prema eksperimentalnim mjerenjima pri radu na benzin. Na temelju provedenih simulacija napravljeni su usporedni topografski dijagrami najbitnijih značajki rada motora. Također je simuliran i WLTP vozni ciklus uz odvojenu primjenu na oba goriva.

Ključne riječi: Ottov motor s pretkomorom, e-gorivo, značajke rada, vozni ciklus.

**SUMMARY**

In the midst of ever greater threat that the climate change poses, the need for reduction of greenhouse gas emissions arises. One of the greatest greenhouse gas producers is the transport sector, because of internal combustion engines which still drive most of the vehicles on the roads today. The problem of CO<sub>2</sub> reduction in ICE is being tackled in various ways. One of them is the use of alternative fuels.

Alternative fuels which show the best qualities are e-fuels. E-fuels are synthetic fuels that are synthesised by the use of electricity from renewable energy sources. E-fuel which will be considered in this article is methanol.

As a part of this work the influence of methanol on prechamber Otto engine working parameters in comparison to gasoline fuel will be analysed. The engine that will be used is experimental engine used by the Laboratory for engines and vehicles at Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture. The simulation will be conducted in AVL Boost<sup>TM</sup> engine simulation software and it will be calibrated using real-world measurement obtained from the experimental engine while running on gasoline. WLTP driving cycle will also be simulated with separate application of both fuels.

Key words: Prechamber Otto engine, e-fuel, working parameters, driving cycle.

## UVOD

Sektor transporta drugi je po redu najveći proizvođač CO<sub>2</sub>, odmah iza energetskog sektora. prema podacima iz 2021. godine [1] te je odgovoran za petinu ukupno proizvedenog ugljičnog dioksida u 2021. godini. Proizvedeni CO<sub>2</sub> naravno dolazi iz fosilnih goriva koji služe kao pogonsko gorivo te se njihovim izgaranjem oslobađa energija za pogon vozila uz mnoge neželjene produkte među kojima je i ugljikov dioksid. Stoga se nameće potreba za dekarbonizacijom transporta. Shodno tome veliki se naponi ulažu kako bi se generalni transport s fosilnog pogona prebacio na električni pogon. Očita prednost baterijskih električnih vozila je nedostatak generiranja štetnih plinova pri radu budući da energija za pogon dolazi iz baterije te se ne događa nikakvo izgaranje. Međutim, značajne količine ugljikovog dioksida generiraju se u ostalim dijelovima životnog ciklusa električnih vozila te se kao BEV takva na mogu smatrati vozilima s nulnim emisijama CO<sub>2</sub>. Električna vozila k tome još uvijek imaju i neke druge značajne nedostatke u odnosu na konvencionalna vozila koja koriste motore s unutarnjim izgaranjem, kao što su nedostatak infrastrukture koja bi poduprla opterećenje elektroenergetske mreže kada bi se svi prebacili na električna vozila, još uvijek malen domet električnih vozila koji je ograničen gustoćom pohrane energije u bateriji, još uvijek znatno veća cijena u odnosu na vozila te činjenica da najveći udio električne energije potrebne za pogon baterijskih električnih vozila ne dolazi iz obnovljivih izvora tj. njenom proizvodnjom nastaje CO<sub>2</sub>. Evidentno je da je za širu primjenu električnih vozila potrebno još puno vremena i tehnološkog napretka te da kratkoročna i srednjoročna rješenja problema CO<sub>2</sub> je možda potrebno potražiti negdje drugdje.

Uz elektrifikaciju smanjenje proizvodnje CO<sub>2</sub> i štetnih se također pokušava postići kroz povećanje stupnja djelovanja MSUI i postupke naknade obrade sirovih emisija motora kao što su selektivna katalitička redukcija(SCR), povrat ispušnih plinova(EGR), sustavi za pročišćavanje krutih čestica i drugi[2]. Jedan od pristupa koji se u novije vrijeme razvija je korištenje alternativnih goriva za pogon MSUI, goriva čijom eksploatacijom ne povećavamo ukupnu količinu CO<sub>2</sub> u Zemljinoj atmosferi. To su tzv. sintetska goriva, odnosno e-goriva.

U ovom radu simulirat će se izgaranje jednog od e-goriva, metanola, u Otto motoru s pretkomorom. Također će se simulirati WLTP vozni ciklus te će se na kraju usporediti razlike između benzina i metanola u stupnju djelovanja. potrošnji goriva. emisiji čestica i ostalim bitnim pokazateljima rada MSUI. Simulacije su provedene u programskom paketu AVL

---

Boost™, a motor čiji se rad simulira je eksperimentalni motor Laboratorija za motore i vozila  
Fakulteta strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu.



## 1. Motori s unutarnjim izgaranjem

Motori s unutarnjim izgaranjem spadaju u energetske strojeve u kojima se kemijska energija sadržana u gorivu pretvara u toplinsku energije te na kraju u mehaničku energiju. To su u velikoj većini klipni strojevi u kojima se pravocrtno gibanje klipa pretvara u rotacijsko gibanje koljenastog vratila preko klipno-koljeničastog mehanizma[2].

MSUI se dijele na Ottove motore i Dieselove, a razlikuje ih pogonsko gorivo, odnosno način na koji se započinje izgaranje. Kod Dieselovih motora pogonsko gorivo je Diesel, a izgaranje se odvija tako da se u glavni prostor izgaranja u pravom trenutku ubrizga gorivo koje se zbog visoke temperature zraka u cilindru zapali. Kod Otto motora kemijska reakcija izgaranja se pokreće preskakanjem iskre na elementu koji se naziva svjećica dok se u glavnom prostoru izgaranja nalazi smjesa goriva i zraka pripremljena, najčešće, u usisnoj cijevi.

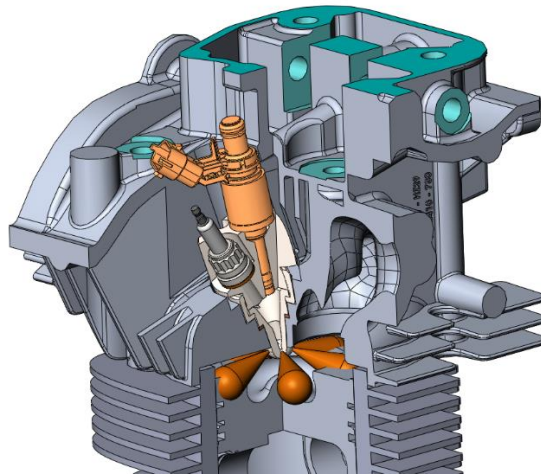
### 1.1 Otto motor s pretkomorom

Omjer zraka i goriva u cilindru tokom procesa izgaranja bitno utječe na način na koji se odvija izgaranje te posljedično utječe i na proizvedenu snagu, potrošnju goriva i nastale štetne plinove, sve karakteristike koje su bitne zakonodavcu i krajnjem korisniku. Omjer zraka i goriva se može iskazati na mnogo načina, a jedan od načina za prikazivanje je faktor pretička zraka  $\lambda$  koji se računa kao omjer stvarne količine zraka i minimalne količine zraka potrebne za potpuno izgaranje goriva[2]. Povoljno je da se izgaranje odvija s što manjom količinom ubrizganog goriva, odnosno sa što većim faktorom pretička zraka, sa stajališta potrošnje goriva i emisije CO<sub>2</sub> i zato želimo postići izgaranja sa što većim faktorom pretička zraka, no tu postoji ograničenje u vidu upaljivosti smjese. Pretjerano siromašne smjese nam ne omogućavaju pouzdano upaljivanje iste zbog nedovoljne količine otpuštene energije pri izgaranju kako bi se ono dalje odvijalo. Minimalni udio goriva potreban da se izgaranje pouzdano pokrene naziva se granica upaljivosti i ona izražena preko faktora pretička zraka najčešće iznosi oko 1.6[2] za motore s vanjskom pripremom smjese. Kako bi se ta granica pomakla na još veće faktore pretičke zraka osmišljen je motor s pretkomorom.

Cilindar motora s pretkomorom prikazan je na slici 1.1. Pretkomora se nalazi na mjestu svjećice te se unutar pretkomore nalaze dodatna brizgaljka goriva i svjećica dok se jedna brizgaljka također nalazi u glavnom prostoru izgaranja. Brizgaljka u pretkomori ubrizgava malu količinu goriva u pretkomoru te se time postiže lokalno bogata smjesa s (otprilike  $\lambda=0.9$ ) koja se zapali pomoću svjećice. Takav plamen širi se iz pretkomore u glavni prostor izgaranja kroz

prestrujne kanale u obliku turbulentnih mlazova koji zapaljuju mnogo siromašniju smjesu u glavnom prostoru izgaranja. Stoga se takvo upaljivanje smjese i naziva upaljivanje turbulentnim mlazovima („Turbulent Jet Ignition“, TJI)[3]. Pretkomora se na taj način, efektivno ponaša kao izvor paljenja[4]. Na taj način moguće je provoditi izgaranje sa većim faktorom prečišćavanja zraka. Gornja granica ovisi o gorivu, a u ekstremnom slučaju može doseći vrijednost od čak  $\lambda=3,2$ , za metanol prema [5].

Tehnologija motora s pretkomorom koristi se u motorima Formule 1[6], velikim plinskim motorima[6], a nedavno je i najavljena proizvodnja novog automobila tvornice luksuznih sportskih vozila Maseratti koji će u sebi imati motor s pasivnom pretkomorom. Značaj motora s pretkomorom u postizanju niske emisije štetnih plinova očitava se u činjenici da je prvi automobil koji je zadovoljio tada stroge standarde američkog „Zakona o čistom zraku“ iz 1970. godine bila Honda Civic koja je u sebi imala motor s aktivnom pretkomorom [7].



**Slika 1.1. Motor s pretkomorom**

### ***1.1.1 Hatz Diesel 1D81Z***

Motor koji će se koristiti u simulacijama je motor proizvođača Hatz Diesel model 1D81Z koji se koristi kao motor za eksperimentalna mjerenja u Laboratoriju za motore i vozila. originalno Dieselov motor. Prenamijenjen je za rad na benzin te je u njega ubačen sklop pretkomore. Motor je zrakom hlađen, a kompresijski omjer mu je smanjen s originalnih 20.5 na 12.3. Ostali podaci su dani u tablici dolje. Volumen korištene pretkomore iznosi 3.1% kompresijskog volumena.

Tablica 1.1. Parametri eksperimentalnog motora

Parametar	Vrijednost
Radni volumen	667 cm <sup>3</sup>
Hod klipa	85 mm
Promjer klipa	100 mm
Duljina klipnjače	127 mm
Kompresijski omjer	12,3 (s pretkomorom)
Broj ventila	2
Otvaranje/zatvaranje usisnog ventila	36° KV prije GMT/60°KV nakon DMT
Otvaranje/zatvaranje ispušnog ventila	54° KV prije DMT/21°KV nakon GMT

## 1.2 Metanol

Metanol ili metilni alkohol najjednostavniji je od svih alkohola, kemijske formule CH<sub>4</sub>O. Metanol je bezbojna i zapaljiva tekućina, a u prirodi se najčešće nalazi esterski vezan u biljnim tvarima. Metanol nalazi široku primjenu u kemijskoj industriji, najčešće za proizvodnju formaldehida i antifrizu, ali i kao sirovina za proizvodnju octene kiseline [8]. Metanol također služi i kao dodatak motornom gorivu za povećanje oktanskog broja [2].

Metanol odlikuju određena svojstva koja ga mogu učiniti pogodnim za korištenje kao pogonsko gorivo. Za početak, metanol ima istraživački oktanski broj 115. To ga čini pogodnim za korištenjem u motorima s većim kompresijskim omjerima. Također ima veću specifičnu toplinu isparavanja i veću laminarnu brzinu širenja plamena od benzina [9]. Veća specifična toplina isparavanja predstavlja potencijal za blagim povećanjem stupnja punjenja pri hlađenju smjese goriva i zraka uslijed isparavanja metanola pri ubrizgavanju u usisnoj cijevi. S druge strane, veća brzina širenja plamena nam omogućuje brže izgaranje te posljedično i ostvarivanje većih snaga i stupnjeva djelovanja. Usporedba nekih bitnih svojstava metanola i benzina prikazana je u tablici ispod.

Tablica 1.2. Usporedba svojstava metanola i benzina[10]

Svojstvo	Metanol	Benzin
Molarna masa [ $kg/kmol$ ]	32	95-12
Stehiometrijski omjer zraka i goriva [ $kg_{zrak}/kg_{gorivo}$ ]	6,4	14,5
Donja ogrjevna vrijednost [ $MJ/kg$ ]	19,6	43,5
Istraživački oktanski broj [-]	115	95
Specifična toplina isparavanja [ $kJ/kg$ ]	1100	420
Gustoća [ $kg/m^3$ ]	792	775
Maseni udio ugljika [-]	0,375	0,856

Ako se za proizvodnju metanola koristi električna energija iz obnovljivih izvora energije, uz primjenu tehnologije dobivanja CO<sub>2</sub> iz atmosfere, tzv. „Carbon capture technology“ onda se to naziva e-metanol. Pri proizvodnji takvog metanola troši se ugljikov dioksid, odnosno smanjuje se njegova količina u okolnoj atmosferi. Ovisno o pojedinom načinu dobivanja metanola može se utrošiti i do 1,6 kg CO<sub>2</sub> za dobivanje 1 kg metanola[11]. Kad bi tu 1 kg goriva zapalili vratili bi 1,375 kg CO<sub>2</sub> te bi na kraju imali neto deficit ugljikovog dioksida od 0,225  $kg_{CO_2}/kg_{CH_4O}$ . Vidimo da kad bi takav metanol koristili kao pogonsko gorivo u motorima s unutarnjim izgaranjem, mogli bi smanjiti ukupne emisije CO<sub>2</sub> ostvarene tokom cijelog životnog ciklusa vozila u odnosu na slučaj gdje se kao pogonska goriva koriste fosilna goriva.

## 2. Simulacijski model Otto motora s pretkomorom

### 2.1 Obrada eksperimentalnih mjerenja

Na eksperimentalnom motoru snimljene su 34 radne točke koje će se koristiti za umjeravanje simulacijskog modela. Radne točke su prikazane u tablici i slici dolje.

Tablica 2.1. Pregled radnih točaka

Naziv radne točke	Trenutak preskakanje iskre na svjećici [°KV prije GMT]	Faktor pretička zraka	Naziv radne točke	Trenutak preskakanje iskre na svjećici [°KV prije GMT]	Faktor pretička zraka
RT3091	-	(bez ubrizgavanja goriva)	RT3108	26	2,2
RT3092	12	1,6	RT3109	24	2,2
RT3093	10	1,6	RT3110	22	2,2
RT3094	8	1,6	RT3111	20	2,2
RT3095	6	1,6	RT3112	18	2,2
RT3096	4	1,6	RT3113	24	1,8
RT3097	2	1,6	RT3114	22	1,8
RT3098	30	2	RT3115	20	1,8
RT3099	28	2	RT3116	18	1,8
RT3100	26	2	RT3117	16	1,8
RT3101	24	2	RT3118	4	1,4
RT3102	22	2	RT3119	2	1,4
RT3103	20	2	RT3120	0	1,4
RT3104	18	2	RT3121	-2	1,4
RT3105	16	2	RT3122	-8	1
RT3106	30	2,2	RT3123	-10	1
RT3107	28	2,2	RT3124	-12	1

---

Sva mjerenja su odrađena pri brzini vrtnje od 1600 min<sup>-1</sup>.

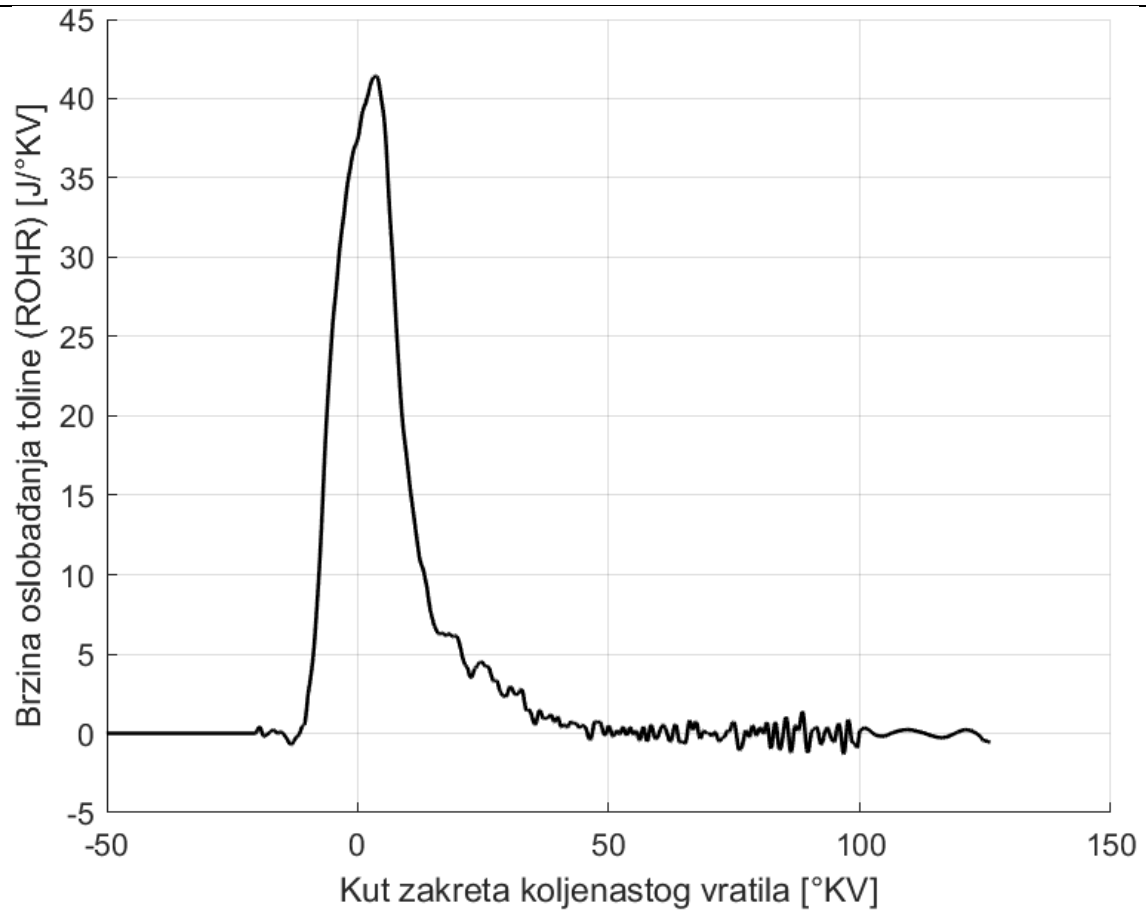
### **2.1.1 Određivanje fizikalnog zakašnjenja paljenja u glavnom prostoru izgaranja**

Za potrebe fraktalnog modela koji će se koristiti za simulaciju izgaranja potrebno je definirati faktor fizikalnog zakašnjenja zapaljenja  $C_{ign}$  (Ignition Formation Multiplier) koji se u fraktalnom modelu definira na sljedeći način:

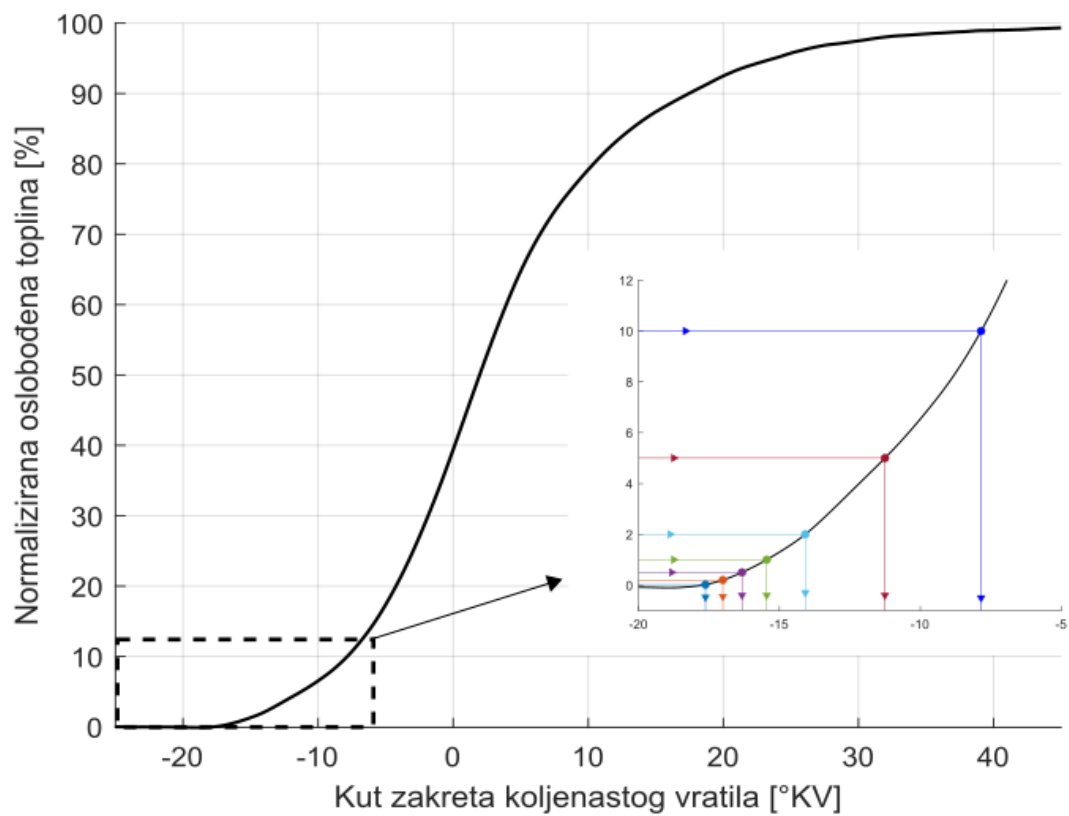
$$C_{ign} = \frac{\Delta\alpha}{0.2 \cdot 10^{-3} \cdot \omega} \quad (2.1)$$

Pri čemu je  $\Delta\alpha$  kut za koji se zakrene koljenasto vratilo između trenutka preskakanja iskre i početka izgaranja u glavnom prostoru izgaranja, izražen u °, a  $\omega$  brzina vrtnje u °/s. Kako bi odredili  $\Delta\alpha$  potrebno je prvo odrediti trenutak u kojem počinje izgaranje i to se pokušavalo odrediti na 2 načina.

Prvi način na koji možemo odrediti početak izgaranja je tako da promatramo količinu oslobođene topline, odnosno masu izgorenog goriva. Iz snimljenog profila tlaka za pojedinu radnu točku može se izračunati i brzina oslobađanja topline, tzv. ROHR-“Rate of Heat Release”. Iz toga se integracijom može dobiti profil oslobađanja topline u odnosu na kut zakreta radilice. Početak izgaranja možemo definirati kao trenutak u kojem udio dotad oslobođene topline u odnosu na ukupno oslobođenu toplinu pređe neku zadanu vrijednost, odnosno prag. Analizirano je 7 mogućih pragova: 0,02%, 0,2%, 0,5%, 1%, 2%, 5% i 10%. Na slikama ispod može se vidjeti grafički prikaz određivanja početka izgaranja na primjeru radne točke RT3101:



**Slika 2.1. Brzina oslobađanja topline za RT3107**



**Slika 2.2. Određivanje početka izgaranja za RT3107 prema kriteriju energije**

U tablici ispod su prikazane određene vrijednosti kuta zakašnjenja zapaljenja za pojedine radne točke i kriterije.

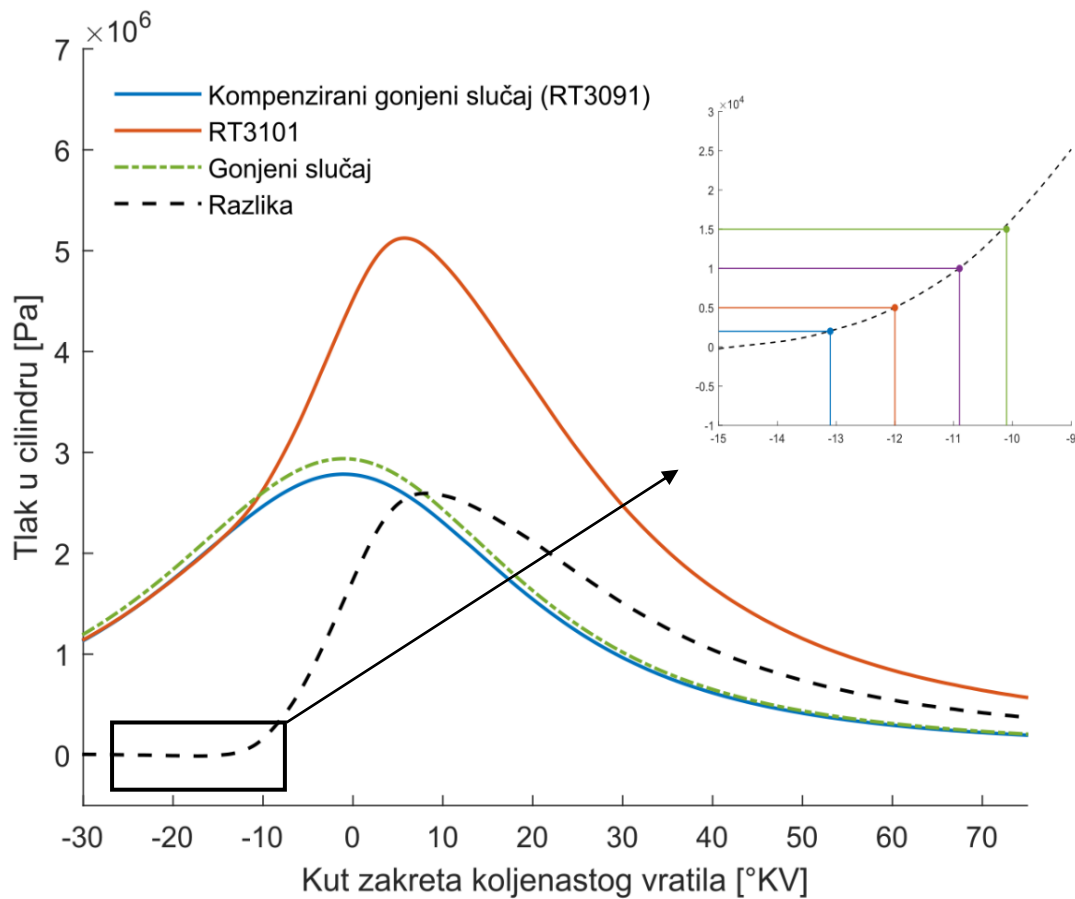


Tablica 2.2. Zakašnjenja zapaljenja po kriteriju oslobođene energije

Radna točka	0,02%	0,20%	0,50%	1%	2%	5%	10%
RT3092	8,9494	9,279	9,5793	9,8951	10,314	11,11	12,064
RT3093	9,6926	9,8899	10,114	10,387	10,787	11,619	12,627
RT3094	9,8076	9,9608	10,165	10,426	10,814	11,616	12,596
RT3095	10,097	10,411	10,757	11,137	11,633	12,568	13,637
RT3096	10,455	10,806	11,179	11,587	12,119	13,119	14,233
RT3097	11,249	11,619	12,009	12,439	13,022	14,117	15,349
RT3098	0,2528	9,939	11,394	12,279	13,586	16,461	19,576
RT3099	1,6162	10,757	11,647	12,573	13,908	16,378	19,085
RT3100	0,6228	10,18	11,413	12,184	13,233	15,178	17,459
RT3101	0,6225	10,578	11,186	11,872	12,786	14,452	16,361
RT3102	0,6946	10,294	10,865	11,545	12,412	13,917	15,565
RT3103	0,3266	10,368	10,936	11,574	12,378	13,758	15,261
RT3104	0,5461	10,253	10,712	11,227	11,906	13,114	14,426
RT3105	9,7831	10,363	10,961	11,566	12,313	13,55	14,874
RT3106	4,8982	10,687	11,362	12,21	13,534	16,909	20,969
RT3107	10,373	10,99	11,67	12,548	13,919	16,747	20,161
RT3108	1,4844	10,734	11,445	12,353	13,535	15,901	18,75
RT3109	0,3332	10,525	11,169	11,936	13,019	14,994	17,346
RT3110	3,3411	10,393	11,113	11,955	13,052	14,95	17,03
RT3111	0,3474	9,9646	10,823	11,684	12,745	14,442	16,243
RT3112	10,425	10,952	11,592	12,308	13,212	14,792	16,495
RT3113	0,4095	8,9262	10,959	11,702	12,574	14,05	15,709
RT3114	0,2824	9,425	10,682	11,428	12,262	13,639	15,152
RT3115	0,698	10,134	10,695	11,242	11,929	13,15	14,511
RT3116	2,2865	10,071	10,721	11,342	12,056	13,257	14,582
RT3117	9,7585	10,28	10,787	11,293	11,917	13,017	14,229
RT3118	8,4412	9,1674	9,6785	10,113	10,617	11,507	12,497
RT3119	9,5028	10,038	10,487	10,912	11,439	12,39	13,438
RT3120	10,352	10,674	11,024	11,423	11,968	12,969	14,069
RT3121	11,227	11,541	11,91	12,345	12,939	14,025	15,222

RT3122	10,674	10,928	11,238	11,614	12,136	13,057	13,961
RT3123	11,637	11,912	12,261	12,693	13,278	14,301	15,339
RT3124	12,169	12,519	12,938	13,434	14,1	15,223	16,371

Drugi način za određivanje početka izgaranja je pomoću promatranja profila tlaka u cilindru. Za svaku radnu točku u kojoj dolazi do zapaljenja smjese i izgaranja možemo profil tlaka u cilindru usporediti s profilom tlaka za slučaj u kojem ne dolazi do izgaranja. Budući da takav slučaj nije snimljen za svaku radnu točku, koristit će se profil tlaka radne točke RT3091 u kojoj ne dolazi do ubrizgavanja goriva kako bi se kreirao mjerodavni profil tlaka za svaku točku. Budući da je sastav smjese u cilindru u svakoj radnoj točki različit, različiti su im i profili tlaka za slučajeve gonjenja motora, zbog različitih specifičnih toplinskih kapaciteta smjesa. Potrebno je stoga korigirati profil tlaka radne točke RT3091 kako bi odgovarao svakoj radnoj točki. To se radi na način da se profil tlaka za gonjeni slučaj pomnoži s određenom konstantnom tako da na kraju dva profila tlaka imaju istu vrijednosti u točki paljenja. Početak izgaranja onda možemo definirati kao trenutak u kojemu vrijednost tlaka u cilindru u radnoj točki u kojoj dolazi do izgaranja bude za neki iznos veća od vrijednosti tlaka za gonjeni slučaj pri istom kutu zakreta koljenastog vratila. Promatralo se 4 vrijednosti razlike tlakova: 0,02 bar, 0,05 bar, 0,1 bar, 0,15 bar. Na slici ispod prikazan je primjer određivanja početka izgaranja za radnu točku RT3101:



Slika 2.3. Određivanje početka izgaranja za RT3101 po kriteriju porasta tlaka

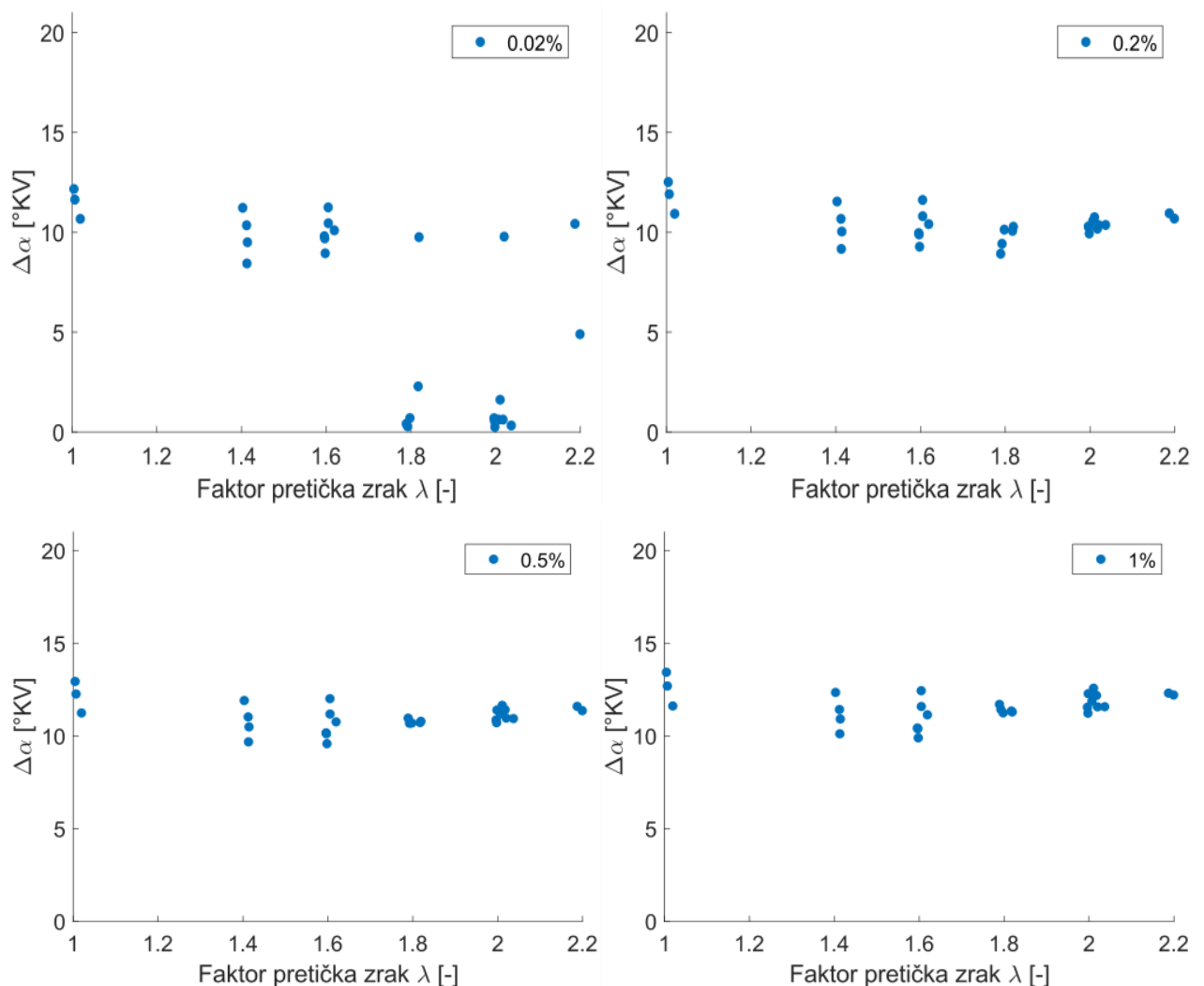
U tablici ispod prikazane su određene vrijednosti kuta zakašnjenja zapaljenja po kriterijima razlike tlakova:

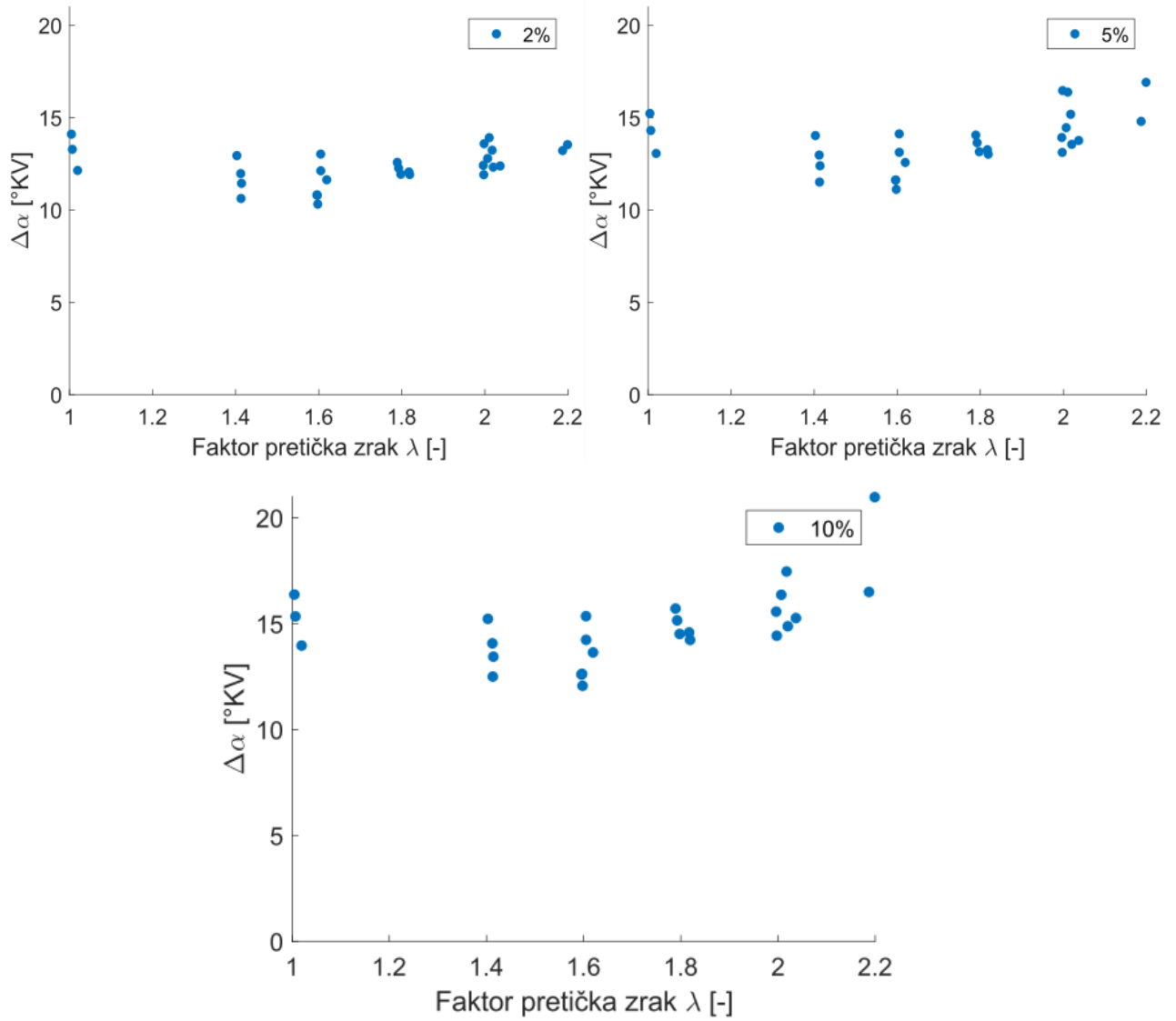
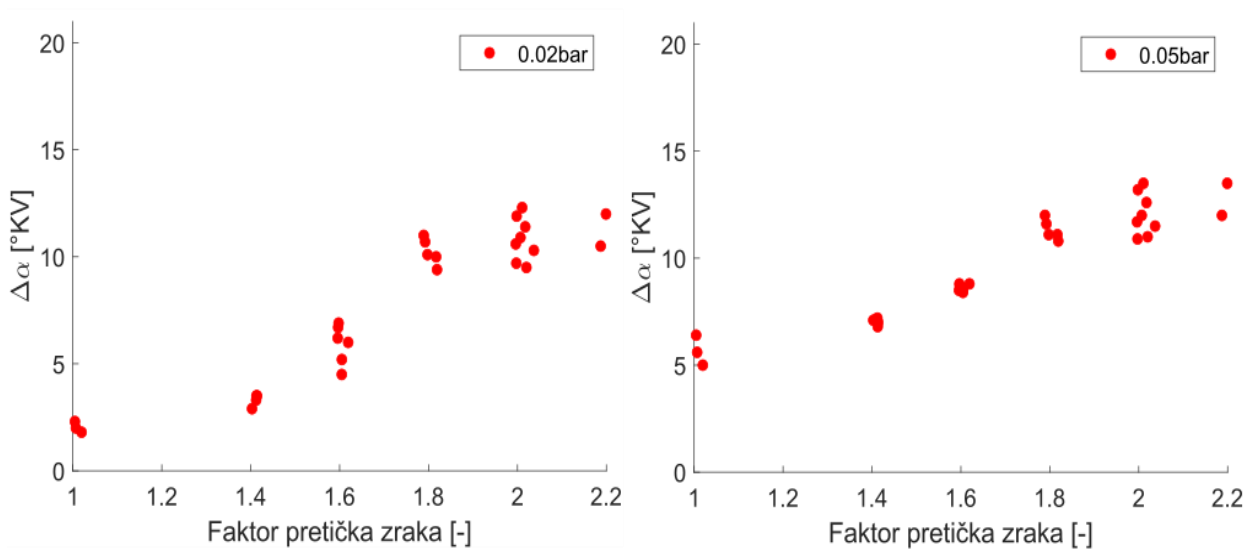
Tablica 2.3. Zakašnjenja zapaljenja po kriteriju razlike tlakova

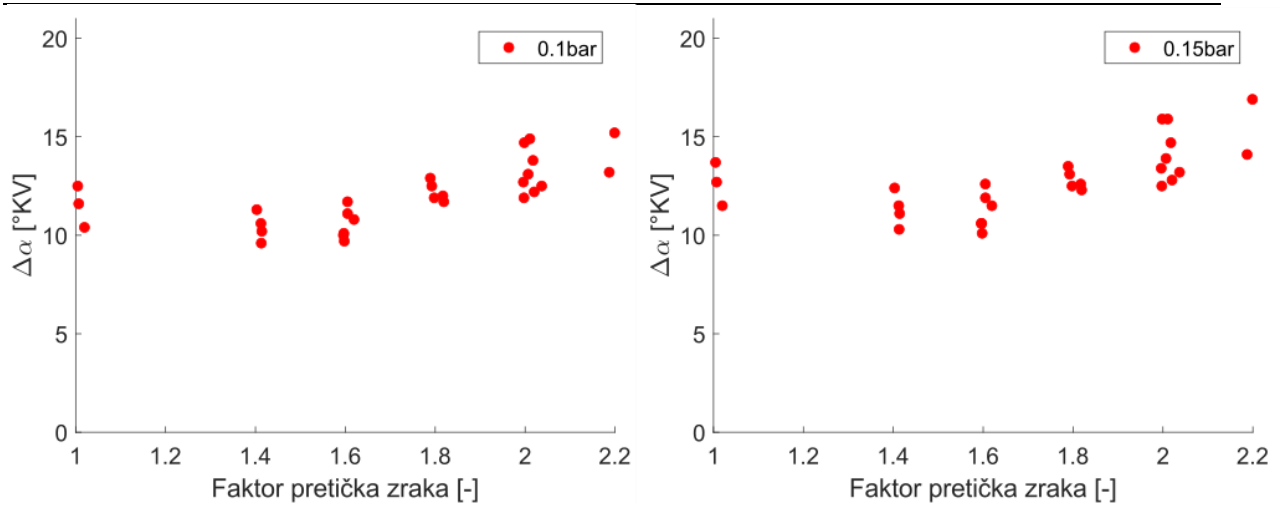
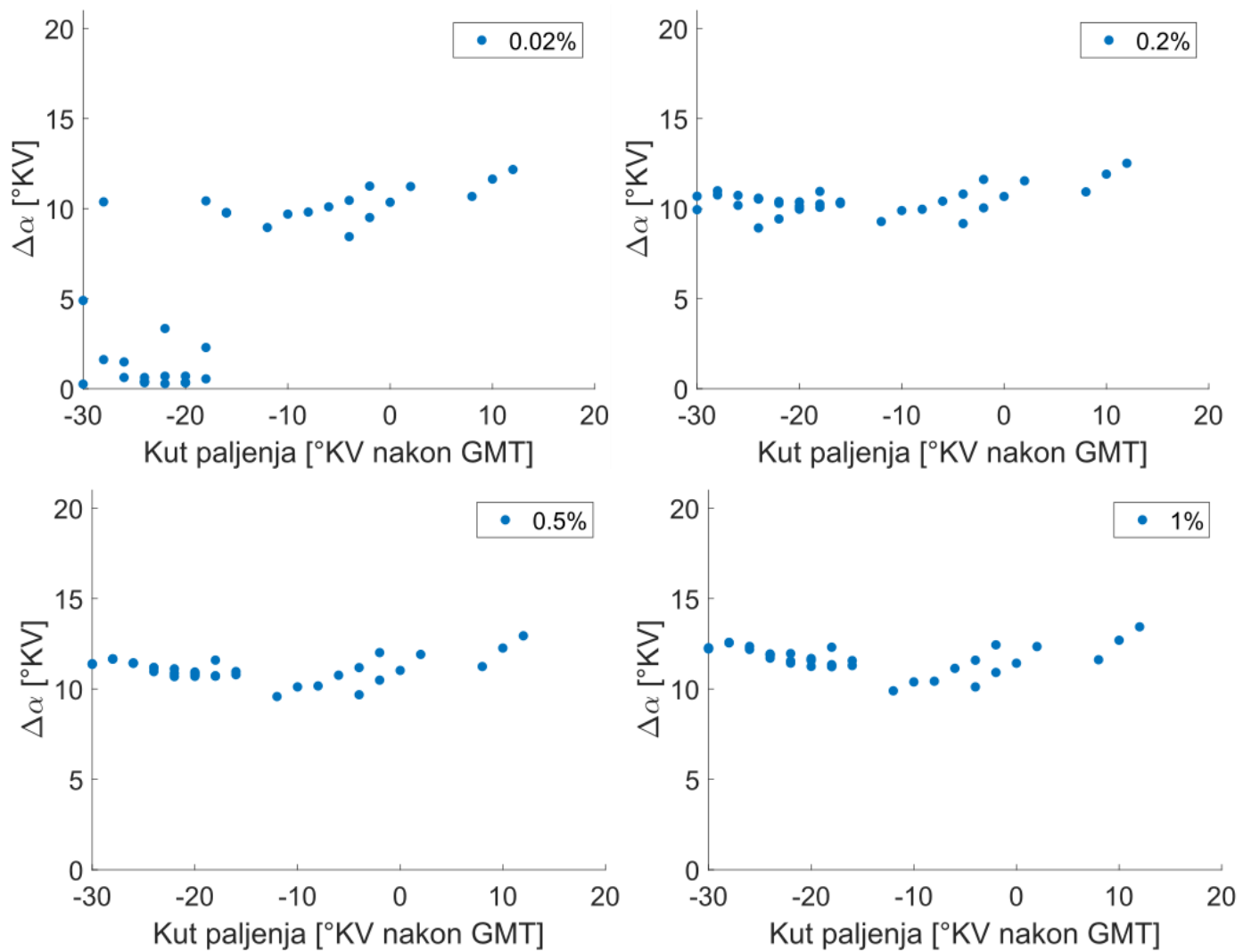
Radna točka	$\Delta\alpha$ [°KV]u ovisnosti o kriteriju			
	0,02 bar	0,05 bar	0,1 bar	0,15 bar
RT3092	6,9	8,7	9,7	10,1
RT3093	6,7	8,8	10,1	10,6
RT3094	6,2	8,5	10	10,6
RT3095	6	8,8	10,8	11,5
RT3096	5,2	8,5	11,1	11,9
RT3097	4,5	8,4	11,7	12,6
RT3098	11,9	13,2	14,7	15,9
RT3099	12,3	13,5	14,9	15,9
RT3100	11,4	12,6	13,8	14,7
RT3101	10,9	12	13,1	13,9
RT3102	10,6	11,7	12,7	13,4
RT3103	10,3	11,5	12,5	13,2
RT3104	9,7	10,9	11,9	12,5
RT3105	9,5	11	12,2	12,8
RT3106	12	13,5	15,2	16,9
RT3107	12,2	13,6	15,2	16,5
RT3108	11,7	13	14,5	15,5
RT3109	11,1	12,4	13,7	14,6
RT3110	11,1	12,4	13,7	14,5
RT3111	10,5	11,9	13,1	13,9
RT3112	10,5	12	13,2	14,1
RT3113	11	12	12,9	13,5
RT3114	10,7	11,6	12,5	13,1
RT3115	10,1	11,1	11,9	12,5
RT3116	10	11,1	12	12,6
RT3117	9,4	10,8	11,7	12,3
RT3118	3,5	6,8	9,6	10,3
RT3119	3,5	7	10,2	11,1
RT3120	3,3	7,2	10,6	11,5
RT3121	2,9	7,1	11,3	12,4
RT3122	1,8	5	10,4	11,5
RT3123	2	5,6	11,6	12,7
RT3124	2,3	6,4	12,5	13,7

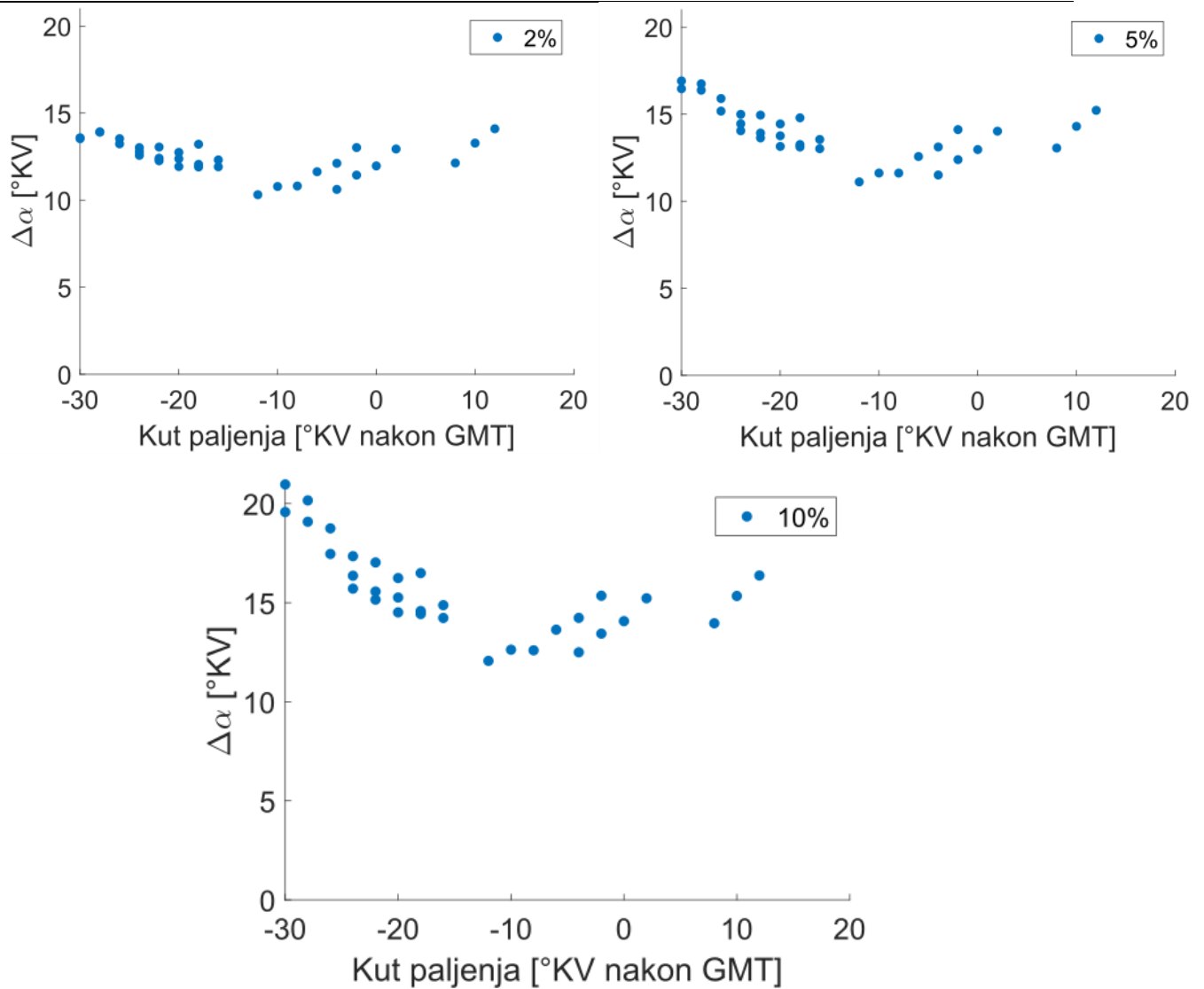
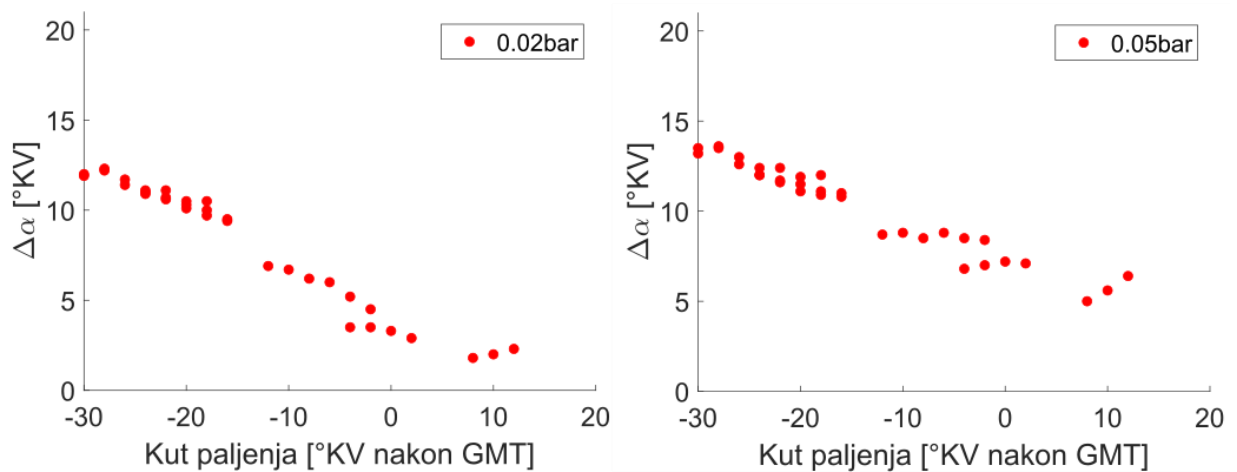
## 2.1.2 Određivanje trenda zakašnjenja zapaljenja

Sva eksperimentalna mjerenja su određena pri brzini vrtnje od  $1600 \text{ min}^{-1}$  te kao takva predstavljaju jedan mali dio radnog područja motora. Kako je cilj ovog rada simulirati puno radno područje motora potrebno je moći odrediti zakašnjenje zapaljenja za bilo koju radnu točku neovisno o brzini vrtnje i opterećenju. Stoga je bilo potrebno pronaći trend faktora zakašnjenja zapaljenja, odnosno pronaći fizikalne veličine i parametre kojima bi se mogla odrediti vrijednost  $C_{\text{ign}}$ . Na slikama ispod su prikazane vrijednosti  $C_{\text{ign}}$  određene po kriterijima navedenim u Poglavlju 2.1.1 u ovisnosti o 4 parametra: faktoru pretička zraka  $\lambda$ , kutu paljenja, tlaku u cilindru u trenutku paljenja i srednjem efektivnom tlaku.

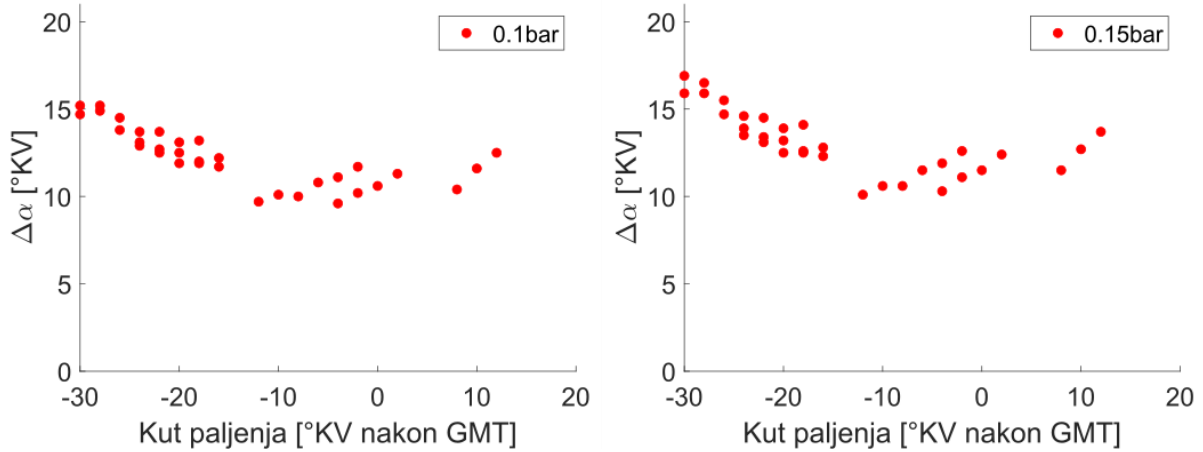
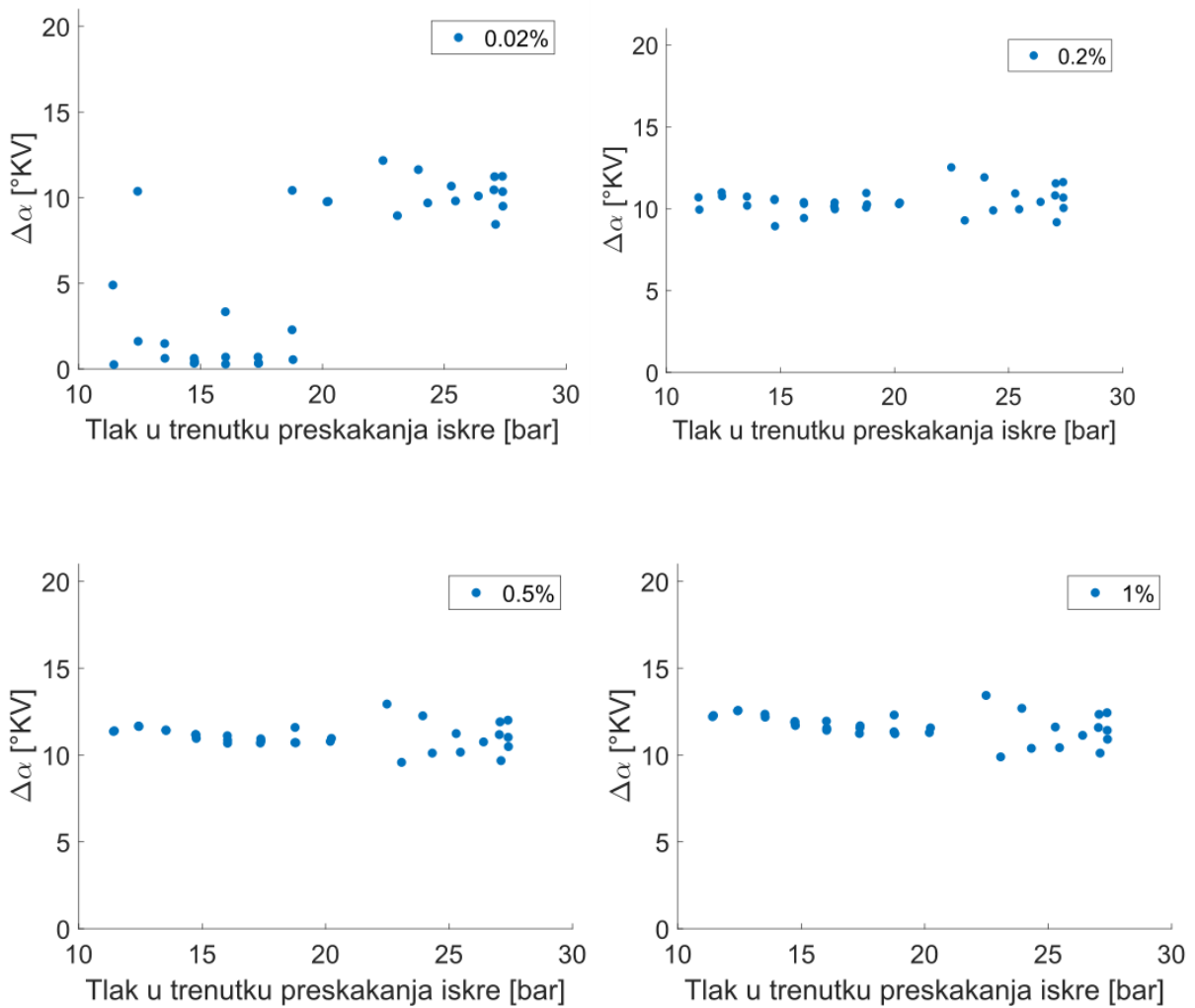


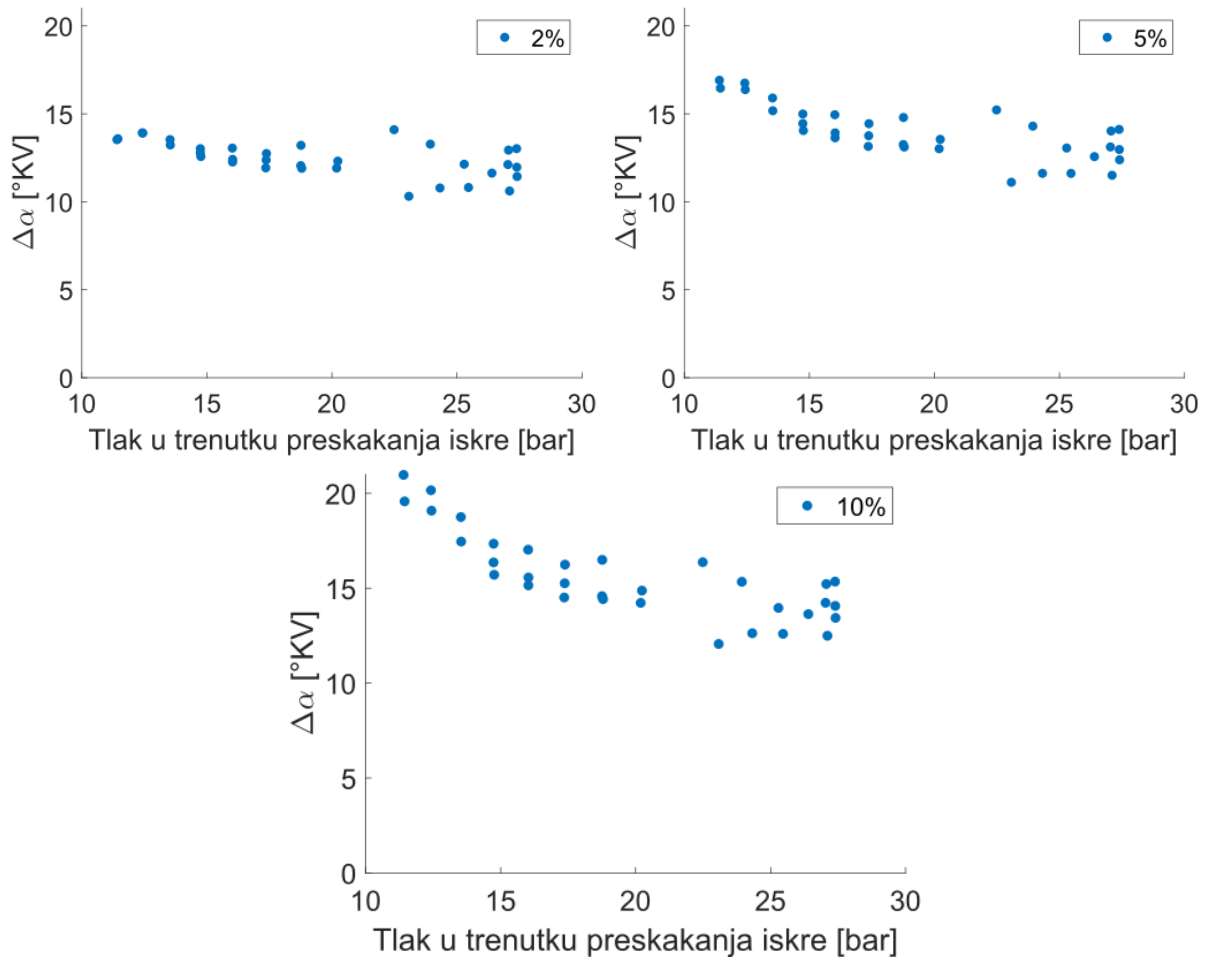
Slika 2.4.  $\Delta\alpha$  u ovisnosti o  $\lambda$  po kriteriju energije

Slika 2.5.  $\Delta\alpha$  u ovisnosti o  $\lambda$  po kriteriju tlaka

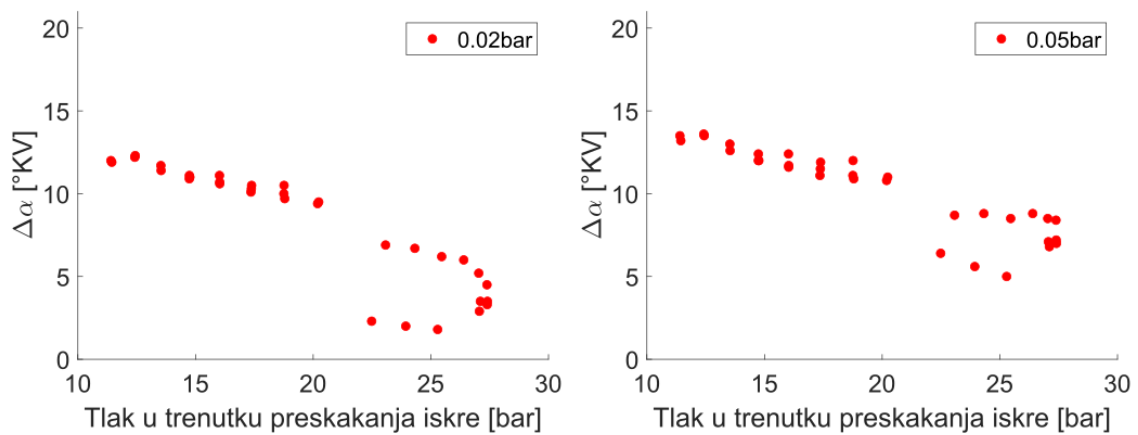
Slika 2.6.  $\Delta\alpha$  u ovisnosti o kutu paljenja po kriteriju energije

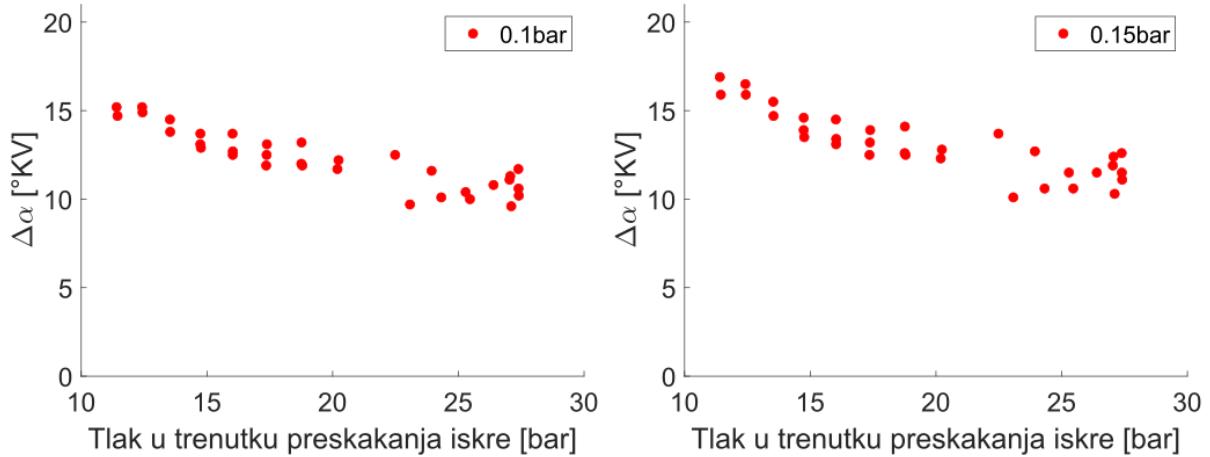


Slika 2.7.  $\Delta\alpha$  u ovisnosti o kutu paljenja po kriteriju tlaka

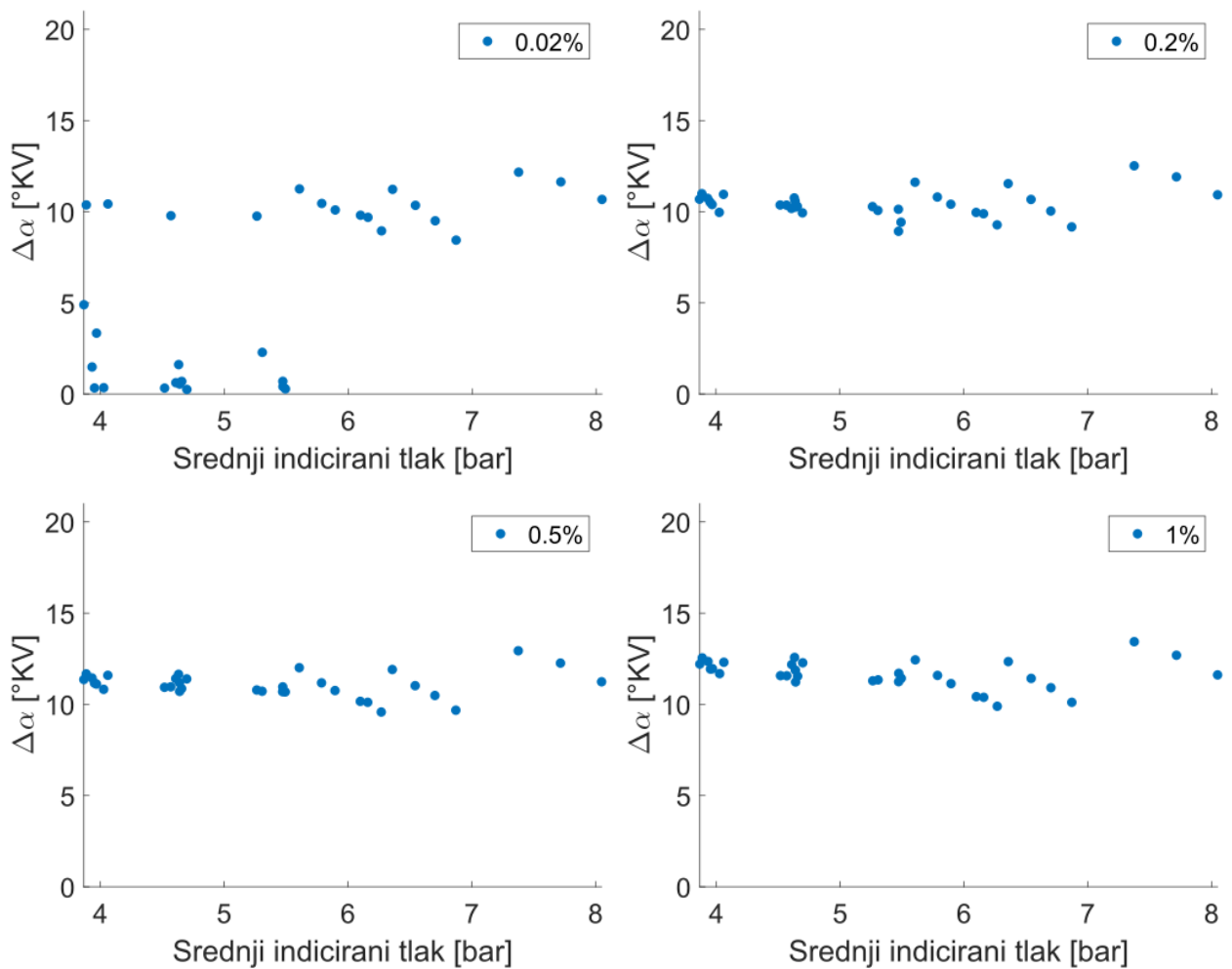


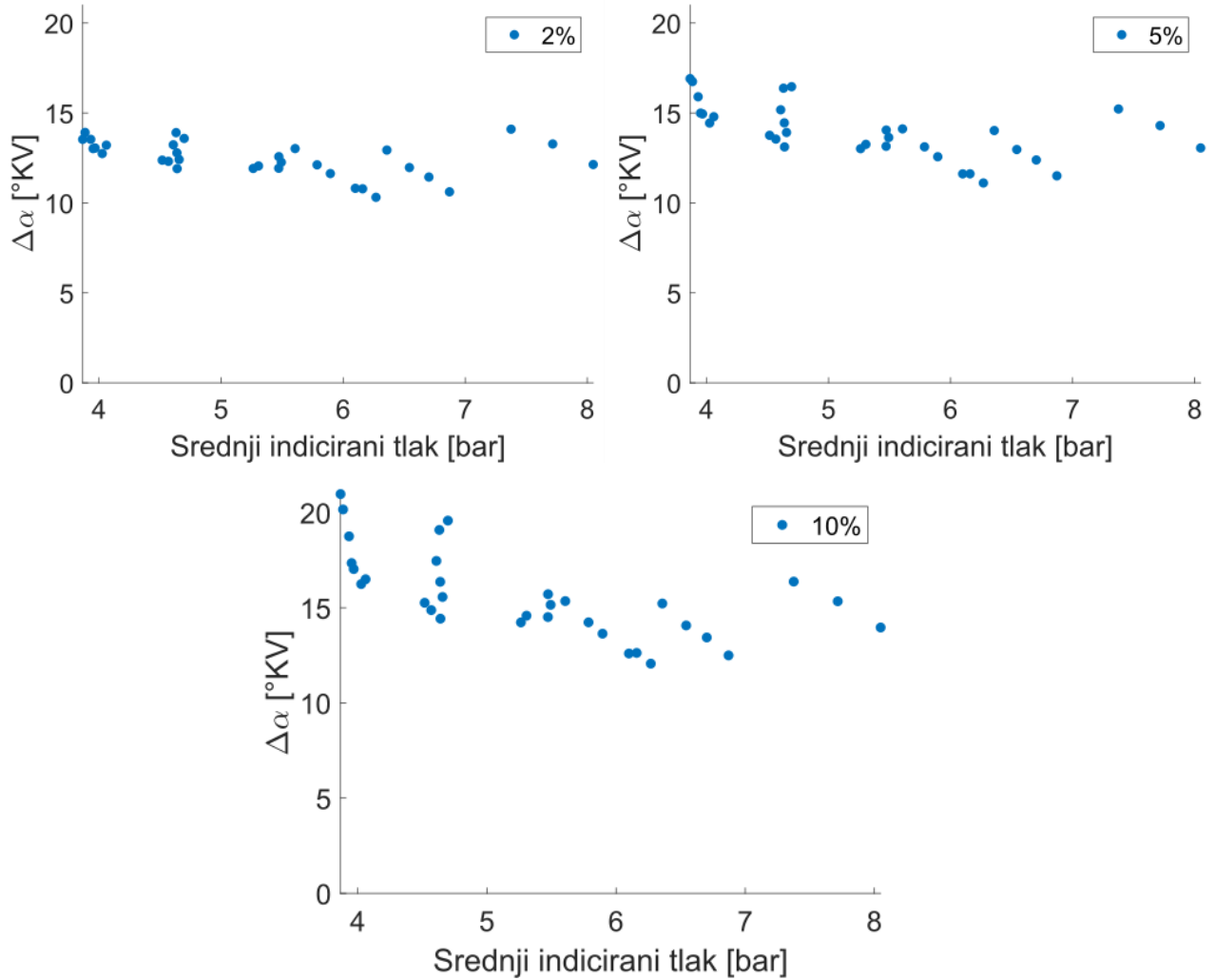
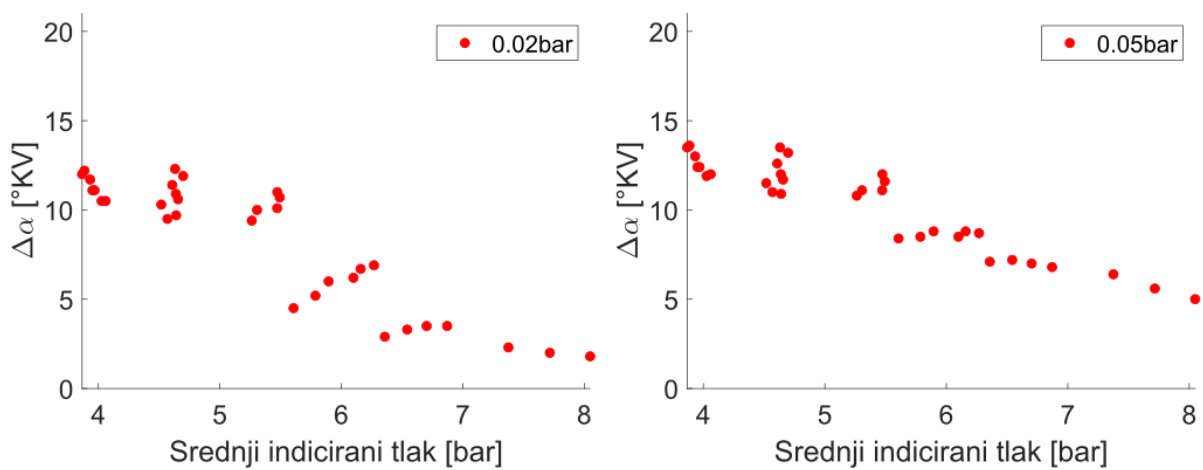
Slika 2.8.  $\Delta\alpha$  u ovisnosti o tlaku u cilindru u trenutku paljenja po kriteriju energije

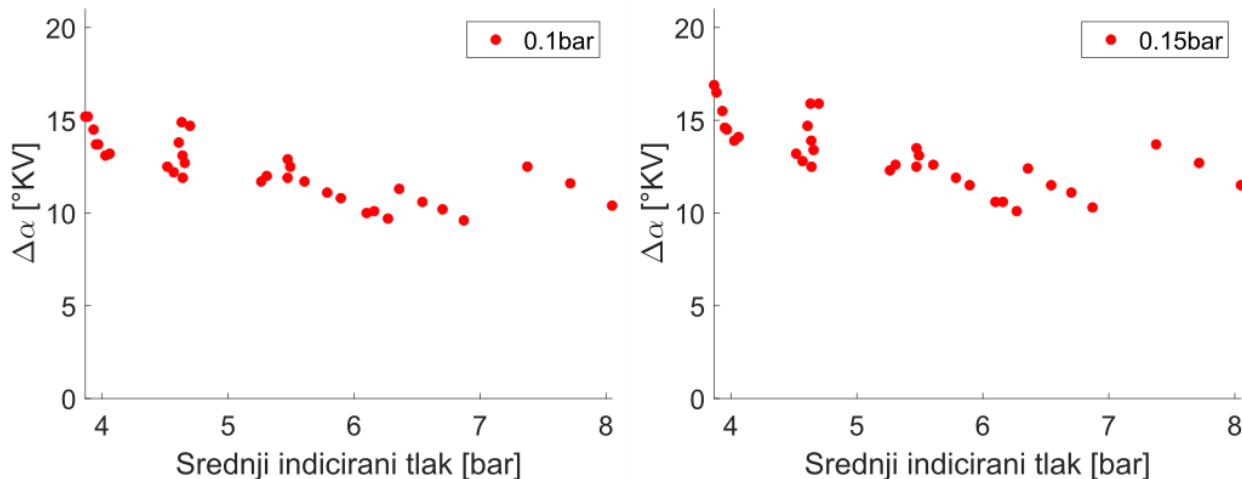




Slika 2.9.  $\Delta\alpha$  u ovisnosti o tlaku u cilindru u trenutku paljenja po kriteriju tlaka



Slika 2.10.  $\Delta\alpha$  u ovisnosti o srednjem indiciranom tlaku po kriteriju energije



Slika 2.11.  $\Delta\alpha$  u ovisnosti o srednjem indiciranom tlaku po kriteriju tlaka

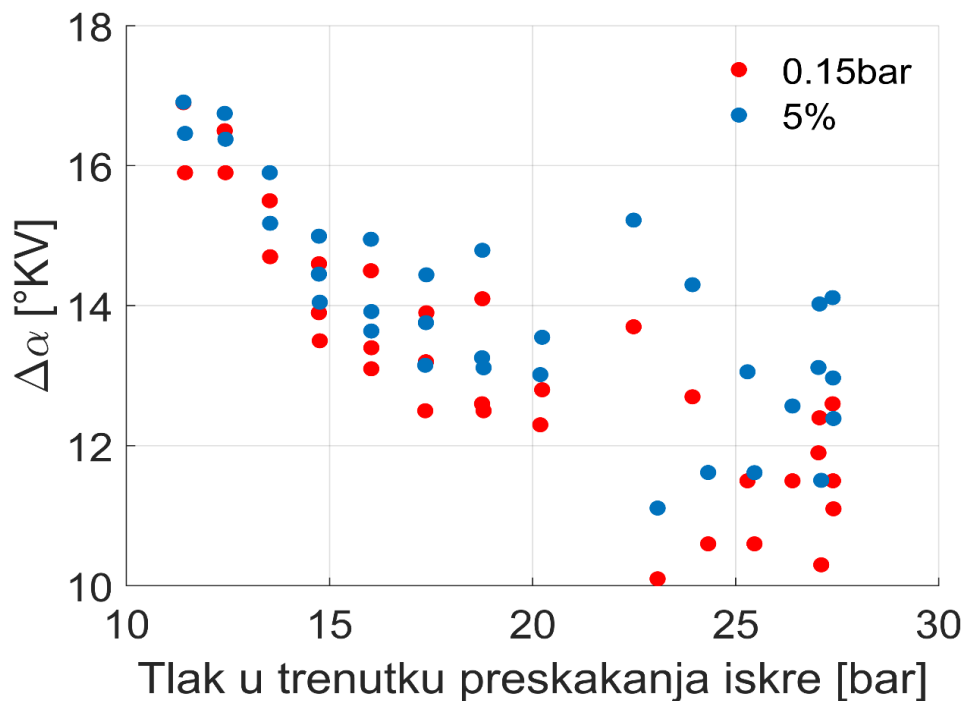
Možemo vidjeti da  $\Delta\alpha$  pokazuje slabiju ovisnost o faktoru pretička zraka i srednjem indiciranom tlaku, dok se trend čini boljim u ovisnosti u kutu paljenja i tlaku u cilindru u trenutku paljenja. Najbolje trendove naizgled pokazuju ovisnost  $\Delta\alpha$  o tlaku u trenutku paljenja i  $\Delta\alpha$  u ovisnosti o točki paljenja, kao što se vidi na slikama 2.6 i 2.7 pa će se zato kalibracija modela provesti na 3 načina. U prvoj verziji će se za  $\Delta\alpha$  koristiti vrijednosti „ručno“ dobivene za svaku radnu točku, u drugoj verziji kalibracije će se  $\Delta\alpha$  parametrizirati pomoću tlaka u točki paljenja, a u trećoj pomoću kuta paljenja. Na kraju će se vidjeti koja parametrizacija najmanje odstupa od prve verzije te će se s njom ići u daljnje simulacije. Za kriterij početka izgaranja odabrat će se razlika tlakova od 0,1 bar zato što se to čini kao dobar kompromis između preosjetljivog praga od 0,02 bar te prevelikog praga od 0,15 bar.

Što se tiče parametriziranja  $\Delta\alpha$  u ovisnosti o tlaku u točki paljenja, prema [2] fizikalno zakašnjenje zapaljenja djelomično ovisi o tlaku u cilindru na kraju kompresije te stoga tlak u cilindru u točki paljenja može biti dobar parametar za opisivanje  $\Delta\alpha$ , budući da postoji korelacija između ta 2 tlaka, a tlak na kraju kompresije ne možemo koristiti budući da izgaranje može započeti i prije kraja kompresije.

Što se tiče kuta paljenja kao parametra za određivanje  $\Delta\alpha$ , postoji korelacija između kuta paljenja i tlaka u cilindru, u smislu da je tlak najveći u GMT, a opada kako se od nje udaljavamo pa on kao takav može biti smislen parametar, po istom argumentu kao i tlak u cilindru u točki paljenja. Ono što može predstavljati problem pri proširivanju radnog područja je činjenica da se samo pomoću vrijednost kuta paljenja ne mogu obuhvatiti promjene tlaka u cilindru u ovisnosti o brzini vrtnje. Model za izgaranje se će se podesiti za obje mogućnosti

parametrizacije  $\Delta\alpha$  pa će se na osnovu kvalitete podudaranja s referentnim vrijednostima odrediti način parametrizacije s kojim će se ići u daljnje simulacije.

Bitno je za naznačiti da faktor  $\Delta\alpha$  ne predstavlja zakašnjenje zapaljenja u glavnom prostoru izgaranja već ono obuhvaća i samo zakašnjenje zapaljenja u pretkomori, izgaranje u pretkomori te proširivanje izgaranja u glavni prostor izgaranja. Zanimljivo je da postoji određeno preklapanje između kriterija od 5% oslobođene energije i razlike tlakova od 0,15 bar, što se vidi na slici ispod.



Slika 2.12.  $\Delta\alpha$  za 5% oslobođene energije i 0,15 bar razlike tlakova

Kada pomoću  $\Delta\alpha$  izračunamo  $C_{ign}$ , koji se ubacuje u sam model te njega interpoliramo u ovisnosti o tlaku u točki paljenja i o kutu paljenja dobijemo sljedeće korelacije:

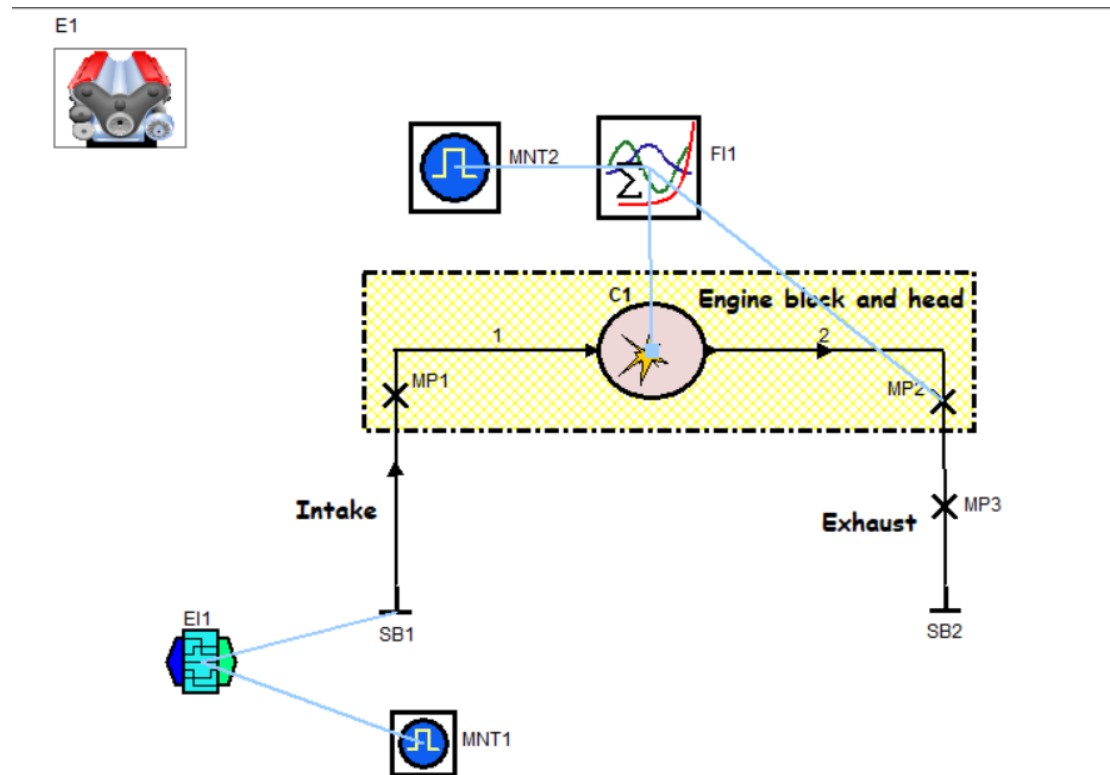
$$C_{ign}(p) = 8 \cdot 10^{-13} \cdot p^2 - 4 \cdot 10^{-6} \cdot p + 11,968 \quad (2.2)$$

$$C_{ign}(ST) = 0,0068 \cdot ST^2 - 0,0425 \cdot ST + 10,556 \quad (2.3)$$

S faktorima korelacije  $R^2=0,89$  i  $R^2=0,85$ . Ovolike vrijednosti korelacija su zadovoljavajuće budući da se eventualne greške u parametrizaciji  $C_{ign}$  mogu korigirati kroz ostale parametre simulacijskog modela u procesu podešavanja, kalibracije.

## 2.2 Postavke simulacijskog modela

U programskom paketu AVL Boost™ za potrebe kalibracije napravljen je jednostavni reducirani model modificiranog motora Hatz1D81Z s jednim cilindrom, kako je prikazano na slici ispod. Modelirani su cilindar te usisni ispušni kanal. Za izgaranje je, kao što je prije napomenuto, korišten fraktalni model izgaranja uz K-k podmodel turbulencije.

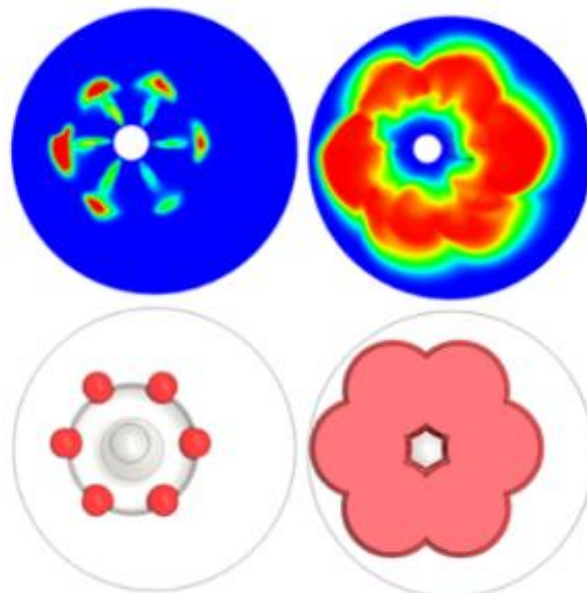


Slika 2.13. Reducirani model eksperimentalnog motora

Pomoću elementa „Engine Interface“, naziva EI1 na Slika 2.13, možemo zadati profil tlaka u usisnoj cijevi u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila. Profili tlakova, koje zadajemo na usisnom kanalu dobiveni su mjerenjima na motoru za svaku radnu točku te predstavljaju prosjek od 300 izmjerenih ciklusa, a  $C_{ign}$  računamo pomoću elementa „Formula interpreter“, naziva FI1 na Slika 2.13. U njemu je programirano da se u trenutku paljenja uzme izračunata vrijednost tlaka i ubaci u formulu za  $C_{ign}$ , ovisno o odabranom načinu

parametrizacije te da se ta vrijednost zatim koristi kao parametar u fraktalnom modelu izgaranja.

Simulacijski model ne uzima u obzir postojanje pretkomore zato što ta opcija ne postoji u edukacijskoj verziji Boost-a, ali to je djelomično kompenzirano korištenjem predefinirane geometrije slobodnih površina plamene fronte koja obuhvaća postojanje i širenje 6 jezgri plamena, a proizlazi iz same geometrije cilindra i pretkomore. Također, u reduciranom modelu nema brizgaljki nego se preko rubnih uvjeta, odnosno elementa „System boundary“, sustavu nameće sastav smjese na usisu.



Slika 2.14. Geometrija širenja plamena

## 2.3 Kalibracija modela

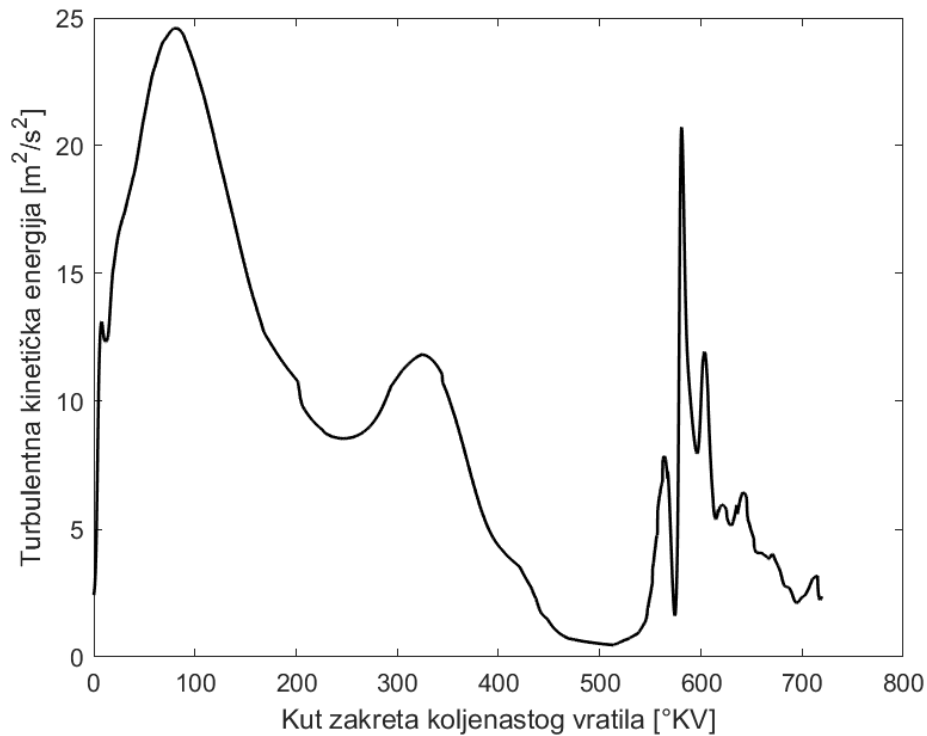
Sljedeći korak je kalibracija simulacijskog modela pomoću eksperimentalno dobivenih mjerenja. Potrebno je kalibrirati turbulenciju u cilindru, izgaranje, potreban oktanski broj te emisiju štetnih plinova.

### 2.3.1 Kalibracija turbulencije

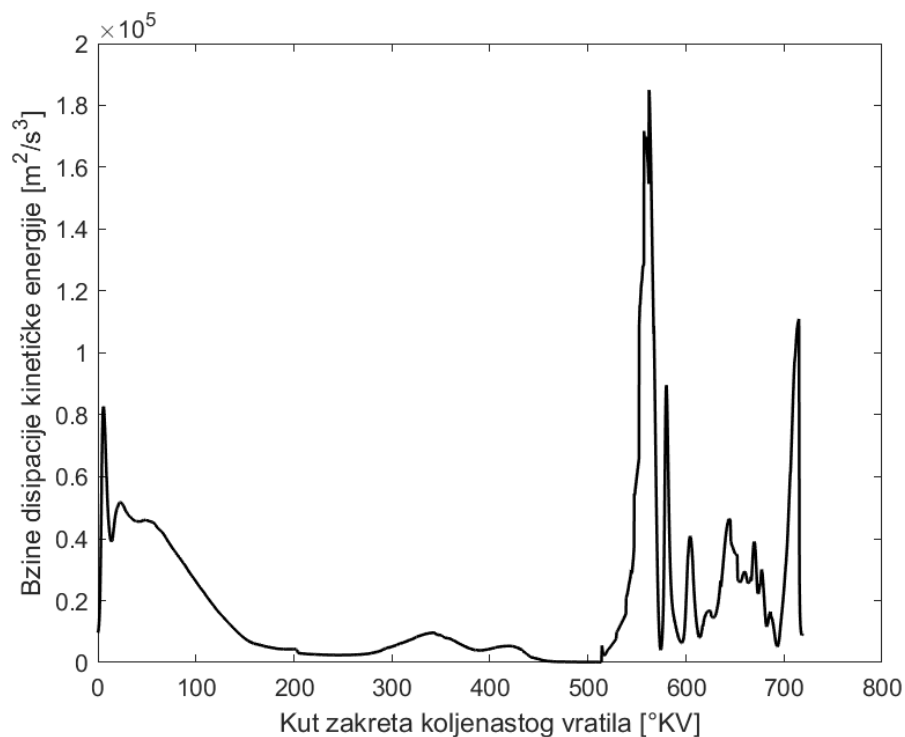
Model turbulencije je podešen na radnoj točki RT3091 zato što u njoj ne dolazi do izgaranja te zato što za nju postoje već provedene i validirane simulacije u programskom paketu AVL Fire<sup>TM</sup>. Za turbulenciju je korišten standardni K-k model. K-k model je u Boost-u definiran sljedećim konstantama: produkcijskom konstantom turbulencije  $c_t$  i parametrom integralne turbulentne duljine  $c_L$  te je iste potrebno odrediti. Konstante su određene usporedbom



rezultata dobivenih korištenjem k- $\epsilon$ - $\zeta$  modela u programskom paketu AVL Fire™. Fizikalne veličine korištene su turbulentna kinetička energija k te brzina disipacije kinetičke energije  $\epsilon$ . Prikazani su na slikama ispod.



**Slika 2.15. Turbulentna kinetička energija u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila**



**Slika 2.16. Brzina disipacije kinetičke energije u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila**

---

Parametar  $c_L$  ćemo odrediti pomoću sljedećeg seta jednažbi:

$$l_i = C_\mu \cdot \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} \quad (2.4)$$

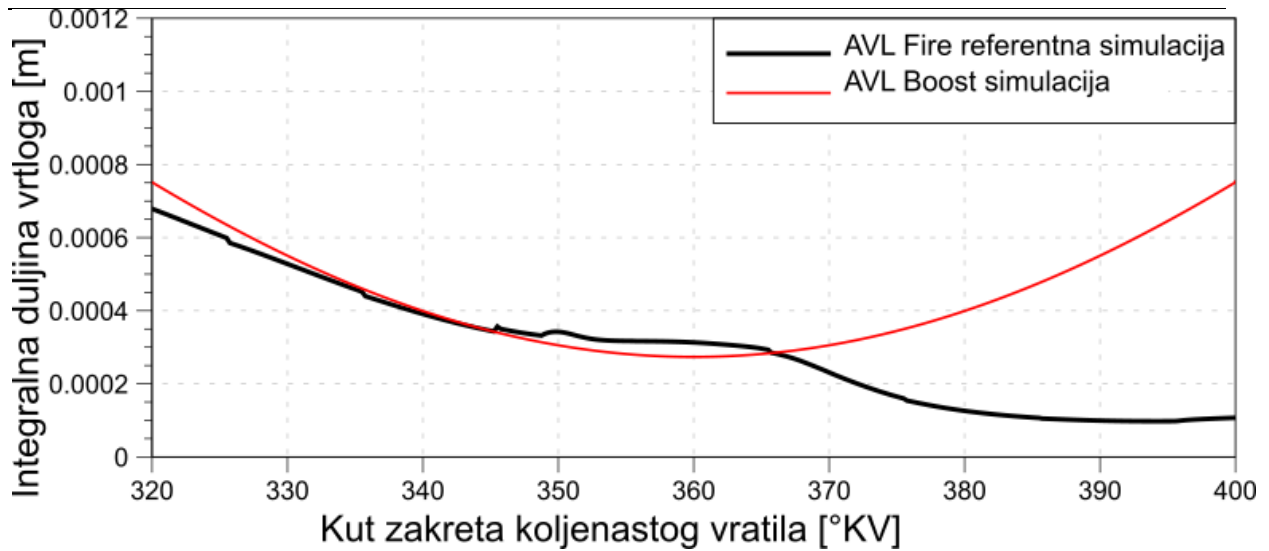
$$l_i = c_L \cdot H \quad (2.5)$$

$$H = \frac{V_{tot}(\alpha)}{D^2 \cdot \frac{\pi}{4}} \quad (2.6)$$

Pri čemu  $l_i$  integralna duljina turbulencije te je u k- $\varepsilon$ - $\zeta$  modelu definirana pomoću jednažbe ( 2.4), a u K-k modelu pomoću jednažbe ( 2.5)[12].  $C_\mu$  je konstanta čija vrijednost iznosi 0,09, a H je visina prostora izgaranja. Izjednačavanjem ( 2.4) i ( 2.5) dobivamo  $c_L$ :

$$c_L = c_\mu \cdot \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon \cdot H} \quad (2.7)$$

Budući da su k,  $\varepsilon$  i H promjenjive vrijednosti i budući da ne postoji potpuna podudarnost između 2 modela turbulencije i budući da je k- $\varepsilon$ - $\zeta$  model složeniji, točniji i precizniji od jednostavnijeg K-k modela,  $c_L$  će imati promjenjivu vrijednost u odnosu na kut zakreta koljenastog vratila stoga je potrebno odabrati vrijednost parametra  $c_L$  da se postigne dobro podudaranje dvaju modela u području kutova zakreta oko gornje mrtve točke između taktova kompresije i ekspanzije. Model turbulencije nam je bitan za izgaranje i on mora biti točan samo za one pozicije koljenastog vratila tokom kojih se odvija izgaranje. Na kraju je odabrana vrijednost  $c_L=0,037$ .

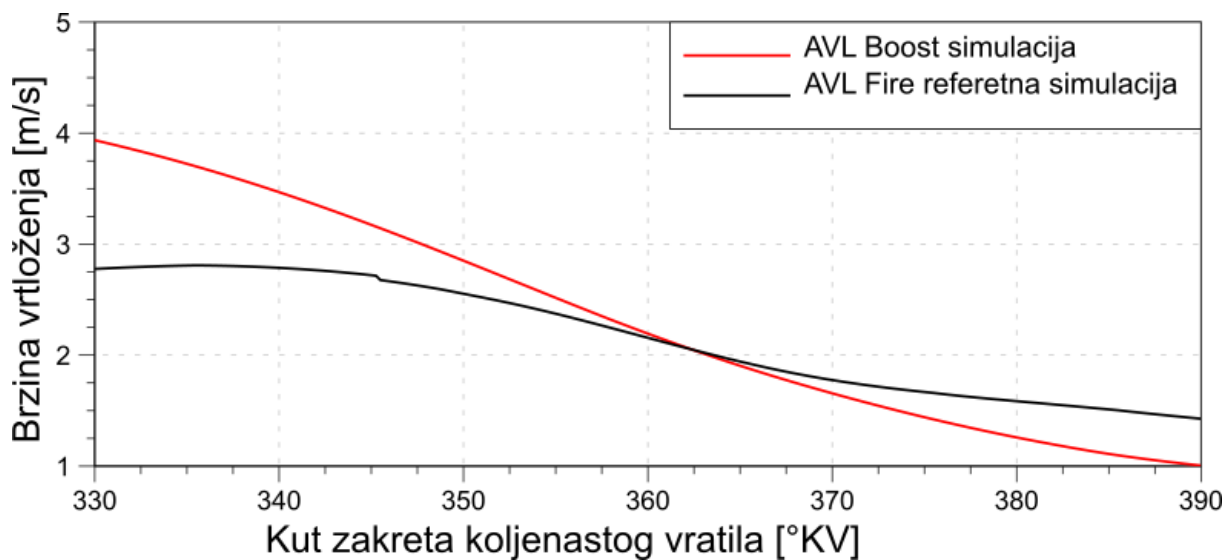


Slika 2.17. Usporedba integralne duljine turbulencije

Produkcijisku konstantu  $c_t$  odaberemo tako da postignemo poklapanje turbulentne brzine između 2 modela u rasponu oko gornje mrtve točke. Turbulentna brzina, odnosno brzina vrtloženja definirana je na sljedeći način:

$$u' = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot k} \quad (2.8)$$

Na kraju je odabrana vrijednost  $c_t=0,37$ . Na slici ispod vidi se poklapanje brzina vrtloženja između podataka dobivenih simulacijom u Boost-u i Fire-u.



Slika 2.18. Usporedba brzina vrtloženja

### 2.3.2 Kalibracija izgaranja

Parametre simulacije je potrebno podesiti tako da se rezultati pri simulaciji radnih točaka RT3091-RT3124 podudaraju s provedenim mjerenjima. Fizikalne veličine pomoću kojih će se ocjenjivati kvaliteta kalibracija su: srednji indicirani tlak  $p_e$  (IMEP), položaj težišta izgaranja  $CA_{50}$ , specifična indicirana potrošnja goriva  $g_i$  (ISFC), vrijednost vršnog tlaka  $p_{max}$  i položaj vrijednosti vršnog tlaka  $CA_{pmax}$ . Kalibrirat će se 3 varijante modela. Svaka varijante označava jedan način određivanja parametra  $C_{ign}$ . Prva varijanta predstavlja vrijednosti  $C_{ign}$  određene pomoću mjerenja (vrijednosti iz 4. stupca Tablica 2.3), druga predstavlja parametrizaciju pomoću tlaka, a treća pomoću kuta paljenja. Zbog preglednosti u dijagramima su radne točke RT3092-RT3124 označene brojevima od 1 do 33 kako idu redom.

Isprobavan je utjecaj raznih parametara na značajke izgaranja u modelu, ovdje su navedeni najutjecajniji te su njihove vrijednosti nakon podešavanja simulacije prikazane u tablici ispod:

- Radijus zapaljenja (Ignition Radius Ratio<sup>1</sup>) – radijus plamene fronte nakon koje izgaranje postaje turbulentno
- Maseni udio izgorenog goriva pri izgaranju na stjenkama cilindra (Mass Fraction Burned at Wall Combustion Start) – maseni udio izgorenog goriva nakon kojeg počinje izgaranje na stjenkama cilindra
- Faktor laminarne brzine širenja plamena (Laminar Flame Speed Multiplier) – faktor koji korigira izračunatu laminarnu brzinu širenja plamena
- Eksponent turbulentne duljine (Turbulence Length Scale Density Exponent) – parametar koji omogućava promjenu duljine vrtloga u ovisnosti o gustoći neizgorene zone
- Faktor prigušenja laminarne brzine (LFS Underrelaxation Factor) – parametar koji numerički sprječava cikličke oscilacije koje dolaze zbog izmjene radne tvari [12].

---

<sup>1</sup> Iako u nazivu sadrži riječ omjer (eng. Ratio) to je greška u grafičkom sučelju programskog paketa, zato što taj parametar ima dimenziju duljine te se u polju za unos unosi njegova vrijednost izražena u mm.

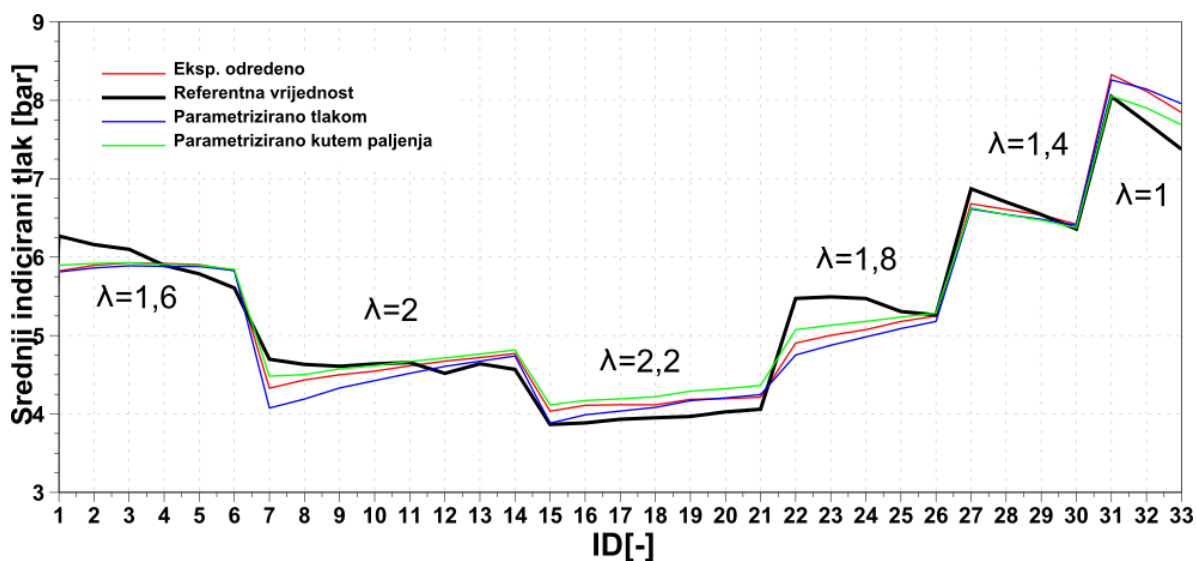
Tablica 2.4. Vrijednosti podešenih parametara izgaranja

Parametar	Vrijednost
Radijus zapaljenja	0,0015
Maseni udio izgorenog goriva pri izgaranju na stjenkama cilindra	0,5
Faktor laminarne brzine širenja plamena	-
EkspONENT turbulენტne duljine	-0,33
Faktor prigušenja laminarne brzine	0,33

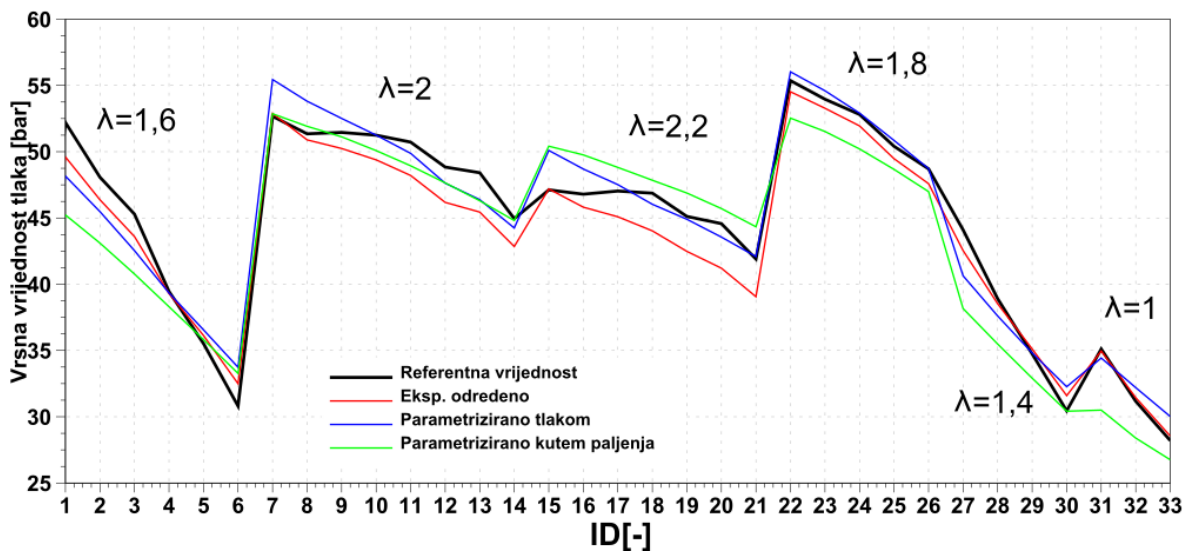
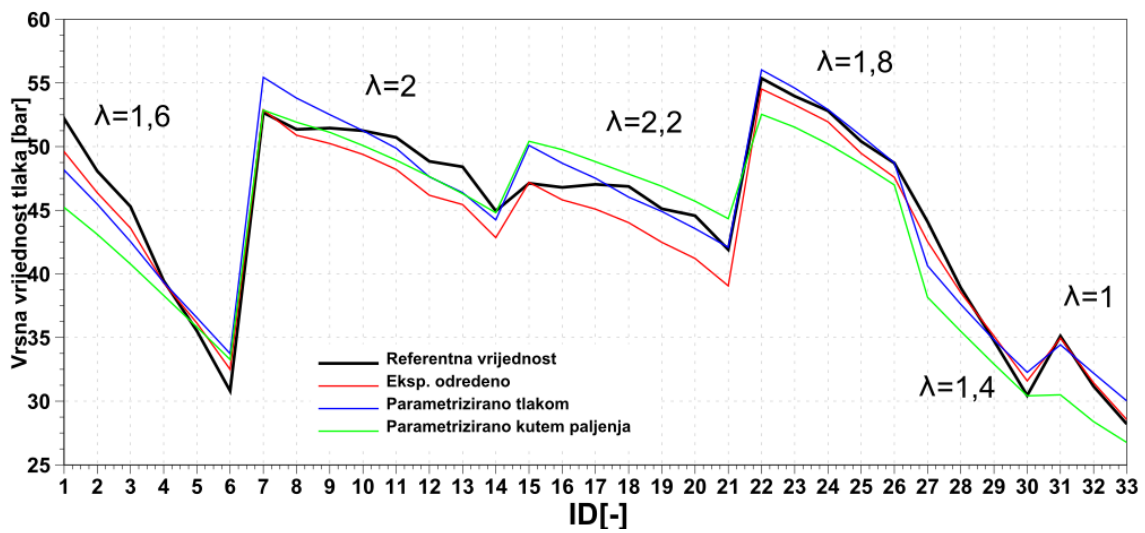
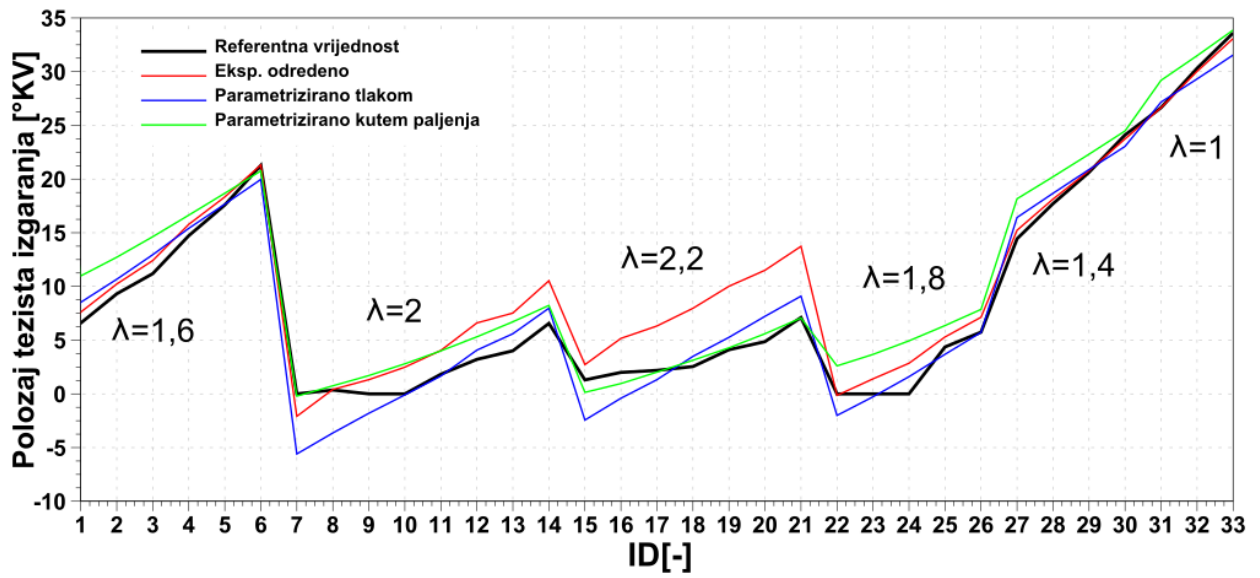
Vrijednost faktora laminarne brzine širenja plamena nije konstantna nego je ovisna o faktoru pretička zraka. Ovisnost glasi:

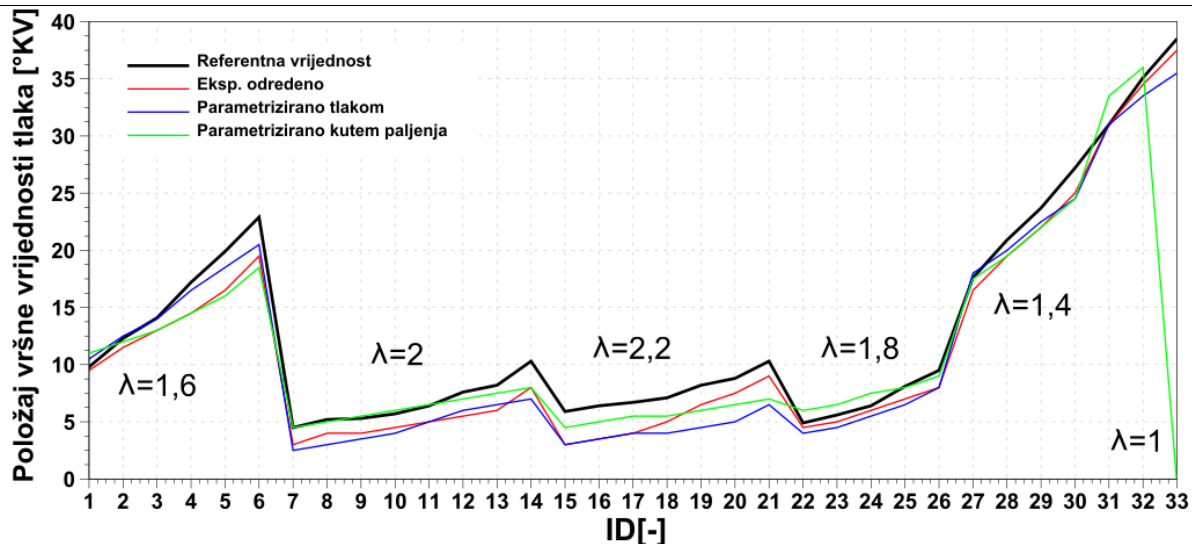
$$\text{CYL\_LAM\_FLAM\_SPD\_MLTPL}^2 = -3,4226 \cdot \lambda^2 + 4,9524 \cdot \lambda + 10,536 \quad (2.9)$$

Faktor korelacije  $R^2$  iznosi 0,99. Rezultati simulacije nakon podešavanja, u usporedbi sa referentnim vrijednostima i odstupanja rezultata u odnosu na referentne vrijednosti prikazani su na slikama i tablici ispod:



<sup>2</sup> Ovako je taj parametar označen u grafičkom sučelju programskog paketa





Slika 2.19. Značajke izgaranja nakon kalibracije

Tablica 2.5. Odstupanja simuliranih vrijednosti od izmjerenih

Parametar	Srednje odstupanje	
	Parametrizirano tlakom	Parametrizirano kutem paljenja
$\bar{p}_e$	6,68%	8,48%
$CA_{50}$ [°KV]	-0,17 °KV	1,69 °KV
$p_{max}$	3,16%	-4,57%
$CA_{pmax}$ [°KV]	-1,7 °KV	-6,87 °KV
$g_i$	9,09%	10,39%

Iz tablice 2.5 možemo vidjeti da su manja odstupanja pri parametrizaciji faktora zakašnjenja zapaljena pomoću tlaka u cilindru u trenutku preskakanja iskre na svjećici te stoga tu parametrizaciju koristimo u kalibraciji detonantnog izgaranja, emisije štetnih plinova i daljnjim simulacijama.

### 2.3.3 Kalibracija modela detonantnog izgaranja

Detonacija, odnosno detonantno izgaranje se u Boost-u definira kao parametar pod nazivom potreban oktanski broj (Required Octane Number). To je vrijednost oktanskog broja koju bi gorivo trebalo imati da pri danim uvjetima ne dođe do detonacije i on se u Boost-u računa preko sljedeće formule:

$$ON = 100 \cdot \left\{ \frac{1}{A} \cdot \int_{t_{SOC}}^{t_{85\%MBF}} \left[ \left( \frac{p}{p_{ref}} \right)^n \cdot \exp \left( -\frac{B}{T_{UBZ}} \right) \right] dt \right\}^{\frac{1}{a}} \quad (2.10)$$

gdje je  $t_{SOC}$  trenutak u kojem počinje izgaranje,  $t_{85\%MBF}$  trenutak u kojem je izgorjelo 85% mase goriva,  $p_{ref}$  referentna vrijednost tlaka, a  $T_{UBZ}$  je apsolutna temperatura neizgorjele zone. Parametri A, B, a i n služe za podešavanje modela[12].

Budući da pri provedbi eksperimenta nije bilo moguće izmjeriti oktanski broj tendencija k detonantnom izgaranju se mjerila pomoću fizikalne veličine MAPO. MAPO, „manifold absolute pressure oscillation“, odnosno oscilacija apsolutnog tlaka u grani je mjera kolebanja tlaka zraka kroz 300 izmjerenih ciklusa. Visoka vrijednost MAPO-a upućuje na pojavu detonatnog izgaranja.

Iako vrijednosti oktanskog broja i MAPO vrijednosti nisu jednoznačno povezane obje fizikalne veličine upućuju na pojavu i intenzitet detonantnog izgaranja što znači da u situacijama u kojima se zahtijeva relativno visok oktanski broj može se očekivati i relativno visoka MAPO vrijednost i to nam omogućava da postignemo zadovoljavajuće točnu kalibraciju oktanskog broja, koji nije mogao biti izmjeren pri provođenju eksperimenta, pomoću izmjerenih MAPO vrijednosti. Cilj je dakle kalibracije dobiti da trend oktanskog broja približno slijedi trend MAPO vrijednosti. Tu je uzeta pretpostavka da će u skupu izmjerenih radnih točaka najveći oktanski broj biti 95, budući da se radi o benzinu kao pogonskom gorivu.

Ugađanje simulacije oktanskog broja je bitno za određivanje točaka paljenja pri simulaciji rada motora na cijelom radnom, na različitim brzinama vrtnje i opterećenjima stoga sama vrijednost zahtijevanog oktanskog broja nije presudna, dok god je ona pouzdano ispod kritične vrijednosti za dano pogonsko gorivo(95 za benzin i 115 za metanol). Ta činjenica je također jedan od razloga zbog kojeg je prihvatljivo podešavati vrijednost oktanskog broja preko MAPO vrijednosti.

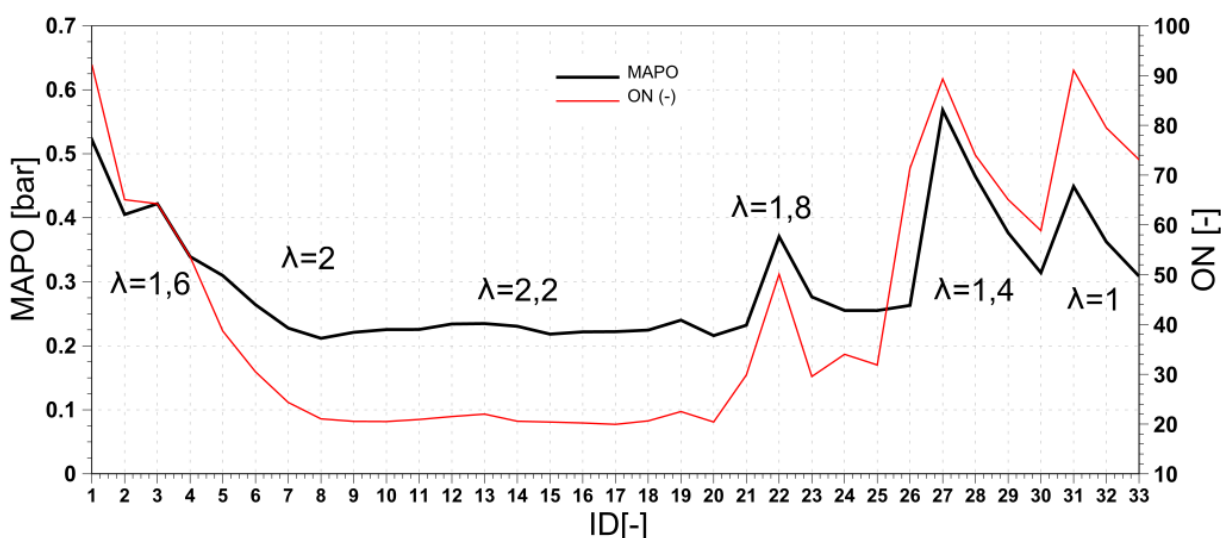
Na kraju kalibracije odabrane su sljedeće vrijednosti potrebnih parametara:



Tablica 2.6. Parametri simulacije detonantnog izgaranja

Parametar	Vrijednost
A	0,721
a	1
B	500
n	1,7

Nakon kalibracije dobivene vrijednosti zahtijevanog oktanskog broja prikazane su, uz referentne MAPO vrijednosti na slici ispod:



Slika 2.20. Zahtijevani oktanski broj i MAPO vrijednosti za izmjerene radne točke

Na Sliku 2.20 može se uočiti da je najveća opasnost od detonantnog izgaranja pri  $\lambda=1-1,6$ .

### 2.3.4 Kalibracija emisije štetnih plinova

Pri simuliranju nastanka štetnih plinova korišten je model stratifikacije izgorjele zone (Burned Zone Stratification Model) u kojemu se izgorjela zona virtualno podijeli na više zona, u ovom slučaju 10. Iz razloga što je fraktalni model izgaranja relativno jednostavan dvozonski model ne može dovoljno točno simulirati mehanizme formiranja ugljikovog monoksida, čade i ostalih ugljikovodika (HC spojeva). Uspješno je simuliran jedino nastanak  $\text{NO}_x$  spojeva te će u ovom poglavlju biti prikazano podešavanje simulacije nastanka istih.

U programskom paketu AVL Boost™ formiranje dušikovih oksida podešava se pomoću sljedećih parametara:

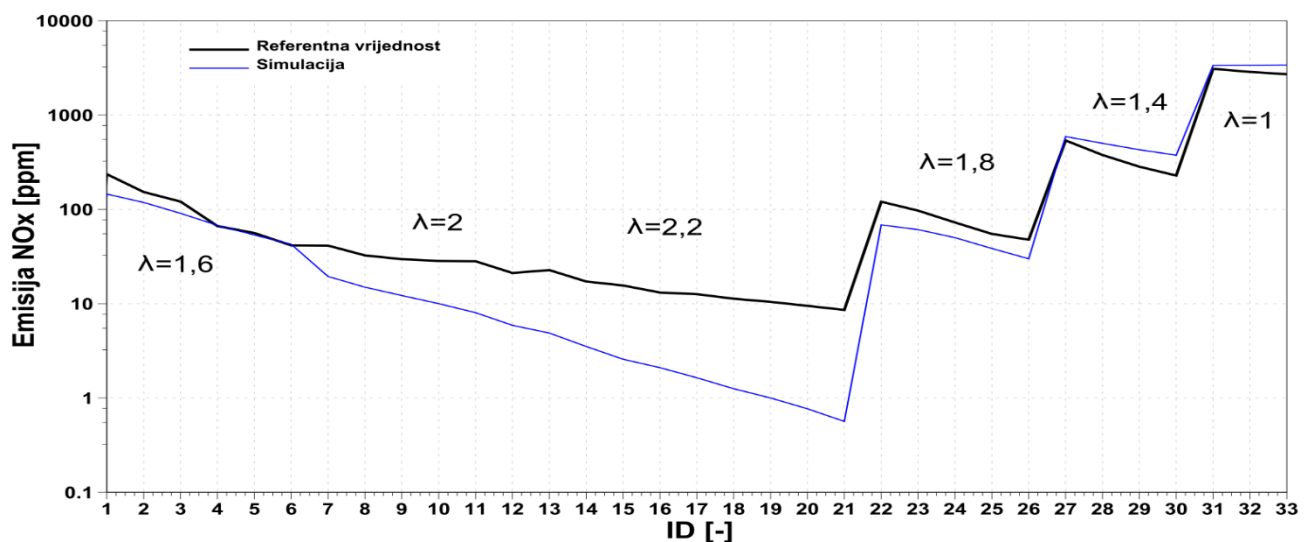
- Kinetički NO<sub>x</sub> faktor (NO<sub>x</sub> Kinetic Multiplier)
- Postprocesni NO<sub>x</sub> faktor (NO<sub>x</sub> Postprocessing Multiplier)

Njihove vrijednosti dane su u tablici ispod:

**Tablica 2.7. Parametri za simulaciju formiranja dušikovih spojeva**

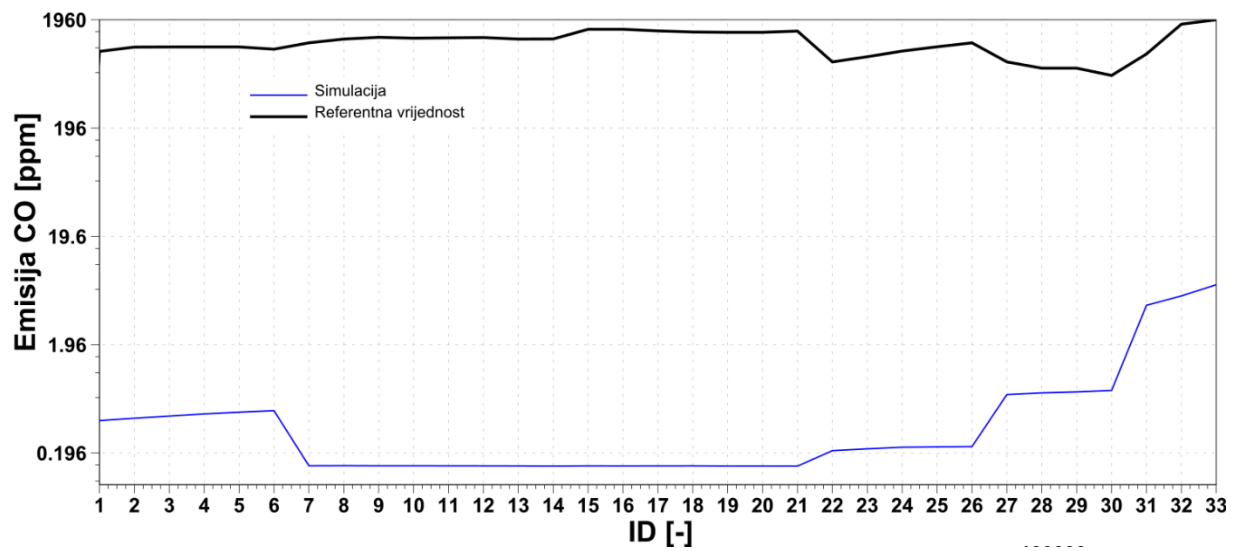
Parametar	Vrijednost
Kinetički NO <sub>x</sub> faktor	25
Postprocesni NO <sub>x</sub> faktor	0,64

Rezultati simulacije formiranja NO<sub>x</sub> spojeva prikazani su usporedbi s referentnim vrijednostima na slici ispod:

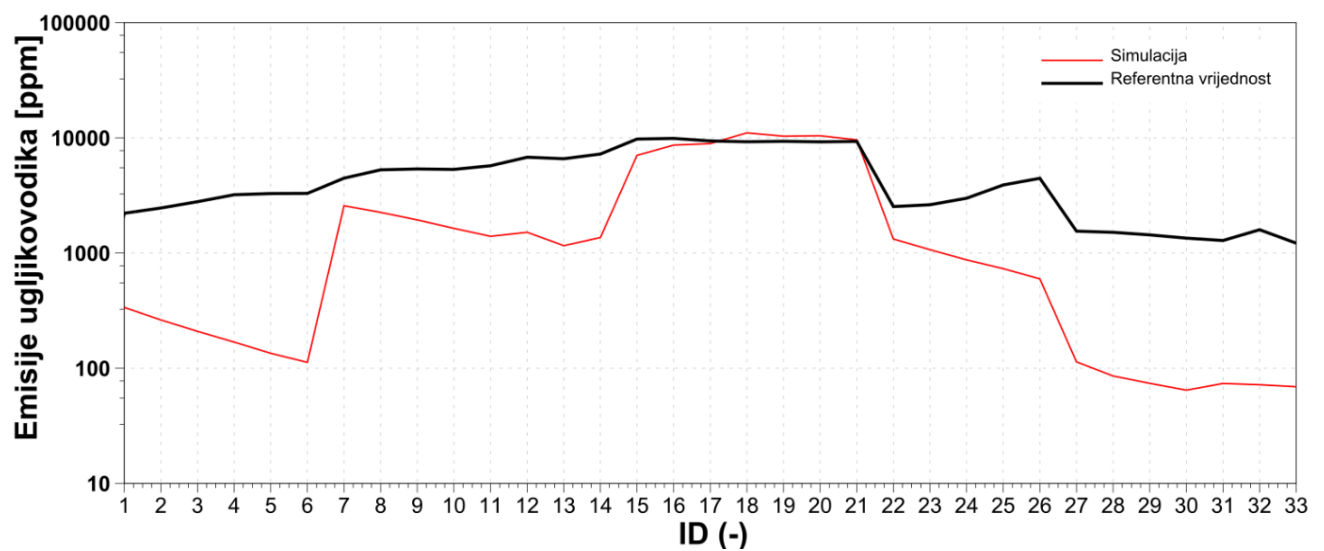


**Slika 2.21. Rezultati kalibracije formiranja NO<sub>x</sub> spojeva**

Na slikama ispod nalaze se, radi ilustracije nemogućnosti postizanja podudaranja, rezultati pokušaja kalibracije formiranja CO i H<sub>m</sub>C<sub>n</sub> spojeva:



Slika 2.22. Simulacija formiranja CO

Slika 2.23. Simulacija formiranja  $H_mC_n$  spojeva

---

### 3. Usporedba značajki rada motora između benzina i vodika

#### 3.1 Proširivanje radnog područja motora

U ovom koraku napraviti će se usporedba u radu motora s pogonom na benzin i metanol na način da će se koristiti reducirani model cilindra koji je u prethodnom koraku korišten za kalibraciju, a nakon toga će se model proširiti tako da će mu se nadodati 3 identična cilindra i ostali elementi, kao što su cijevi, zaklopka i plenumi, koji se spajaju na sam motor u uobičajenom motornom vozilu. To će detaljnije biti opisano u sljedećem koraku, odnosno poglavlju 4. Na taj način se prikladno ilustrirati kakav utjecaj imaju razlike u fizikalnim svojstvima između dvaju goriva, među ostalima, i utjecaj veće specifične topline isparavanja metanola u odnosu na benzin.

S obzirom da je kalibracija modela izgaranja provedena s benzinom kao pogonskim gorivom te kako bi se moglo prijeći na metanol kao pogonsko gorivo potrebno je uvesti neke pretpostavke. Prva pretpostavka je da zakašnjenje paljenja ne ovisi značajno o korištenom gorivu. Prema [2], zakašnjenje zapaljenja može ovisiti o oktanskom broju goriva, a budući da je oktanski broj metanola 115, a benzina 95 [13] za očekivati je da će pri istim uvjetima zakašnjenje biti duže. Budući da tu promjenu ne možemo kvantificirati pretpostavlja se da nije dovoljno velika da značajno utječe na naše rezultate. I doista, prema istraživanjima provedenim na Porsche Syntetic (POSYN) sintetičkom gorivu, nema značajne razlike u zakašnjenju zapaljenja [5], [14].

Kako bi se simuliralo područje rada potrebno je odrediti optimalni kut paljenja za svaku radnu točku. Optimalni kut paljenja je onaj kod kojeg je najmanja specifična indicirana potrošnje goriva pod uvjetom da ne dolazi do detonacije.

Simulirane su radne točke pri brzinama vrtnje od 1000 o/min do 4500 o/min te faktorima pretička zraka od 1 do 2,2. Simulacije su proveden s potpuno otvorenom zaklopkom, osim za slučajeve najmanjih opterećenja gdje se pritvaranjem zaklopke simulira smanjenjem tlaka na usisu. Točke paljenja za metanol i benzin prikazani su u tablicama ispod.

Tablica 3.1. Kutevi paljenja za benzin

		Brzina vrtnje [o/min]					
		1000	2000	3000	3500	4000	4500
Faktor pretička zraka [-]	1	12	-9	-22	-34	-44	-54
	1.4	24	-12	-25	-35	-45	-54
	1.6	3	-13	-28	-37	-48	-56
	1.8	0	-15	-31	-40	-50	-58
	2	-2	-18	-34	-44	-53	-63
	2.2	-5	-22	-41	-50	-59	-68

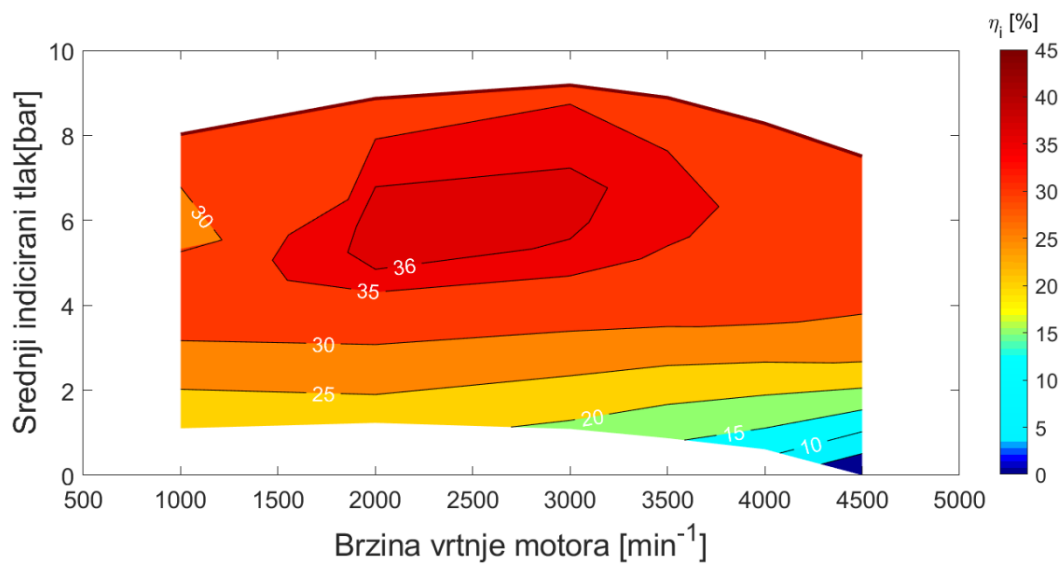
Tablica 3.2. Kutevi paljenja za metanol

		Brzina vrtnje [o/min]					
		1000	2000	3000	3500	4000	4500
Faktor pretička zraka [-]	1	7	-6	-19	-31	-36	-37
	1.4	8	-8	-22	-24	-31	-38
	1.6	4	-11	-24	-26	-34	-41
	1.8	3	-12	-27	-29	-36	-43
	2	1	-15	-29	-31	-41	-47
	2.2	-2	-19	-38	-38	-44	-53

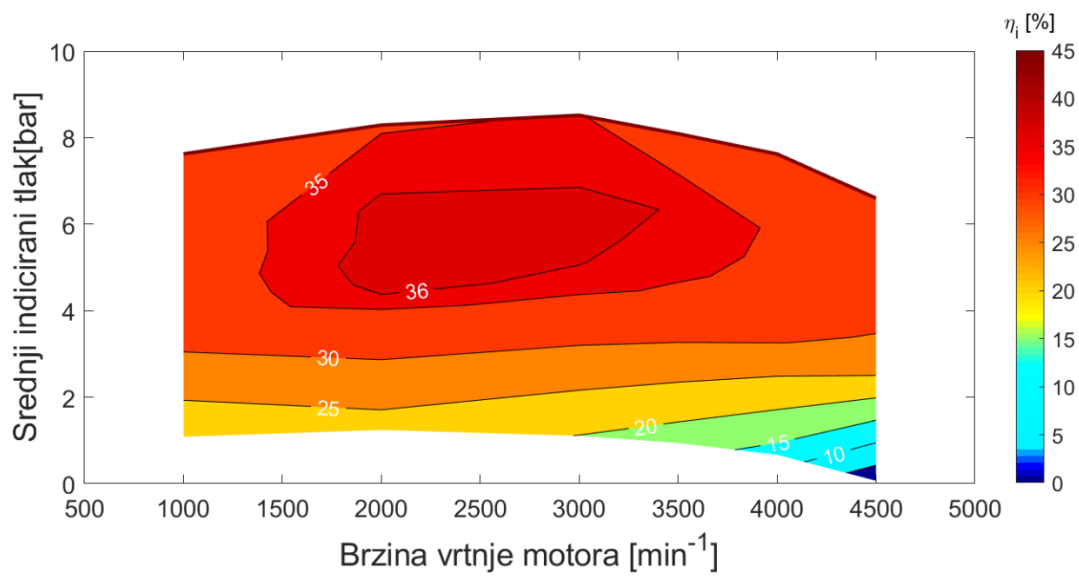
### 3.2 Rezultati

Topografski dijagrami na slikama ispod prikazuju performanse i razlike u performansama za čitavo radno područje između benzina i metanola. Relativna razlika je za neku fizikalnu veličinu X definirana na sljedeći način:

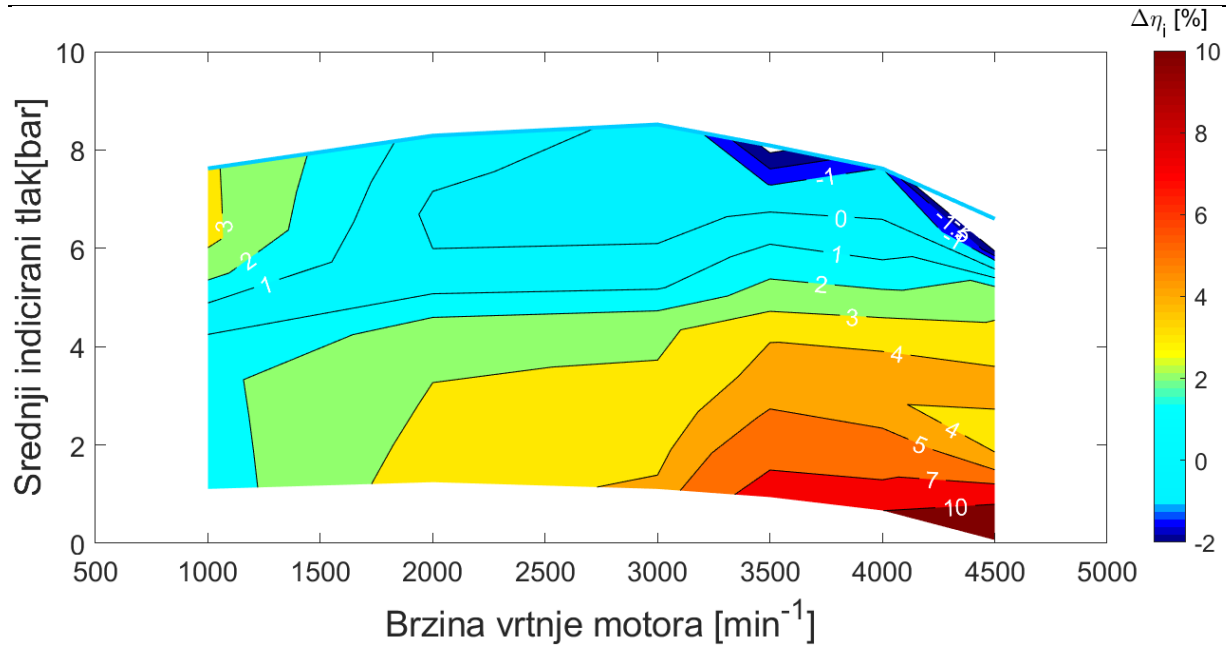
$$r = \left( \frac{X_{metanol}}{X_{benzin}} - 1 \right) \cdot 100\% \quad (3.1)$$



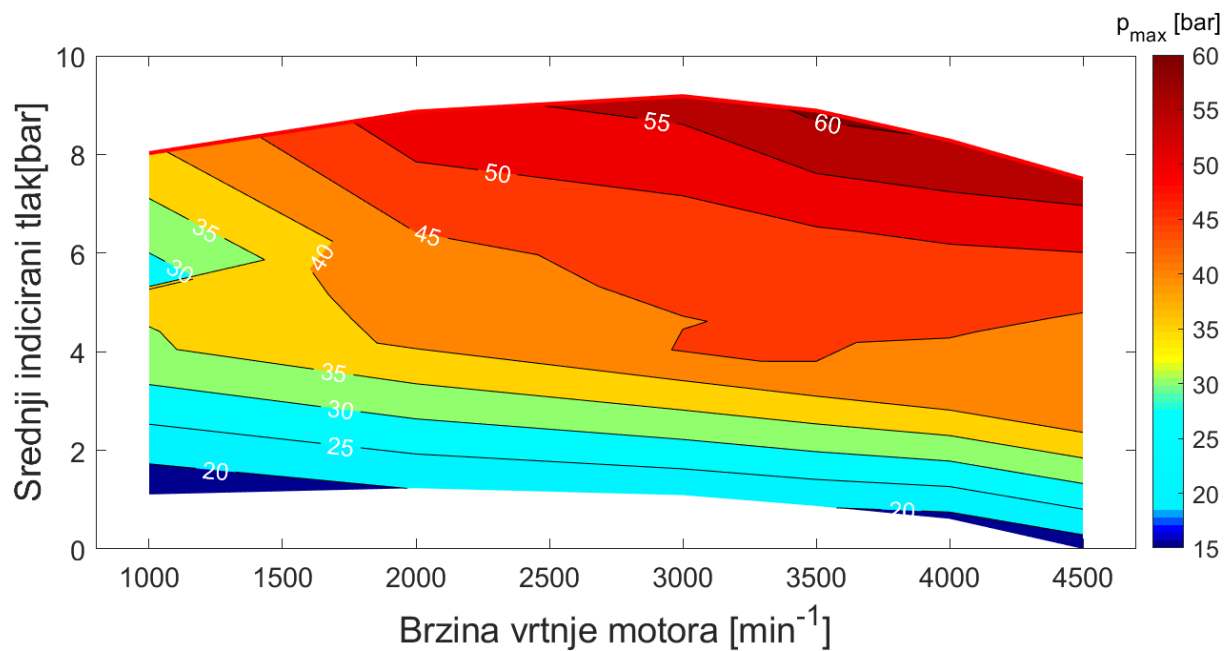
Slika 3.1. Dijagram efikasnosti benzina



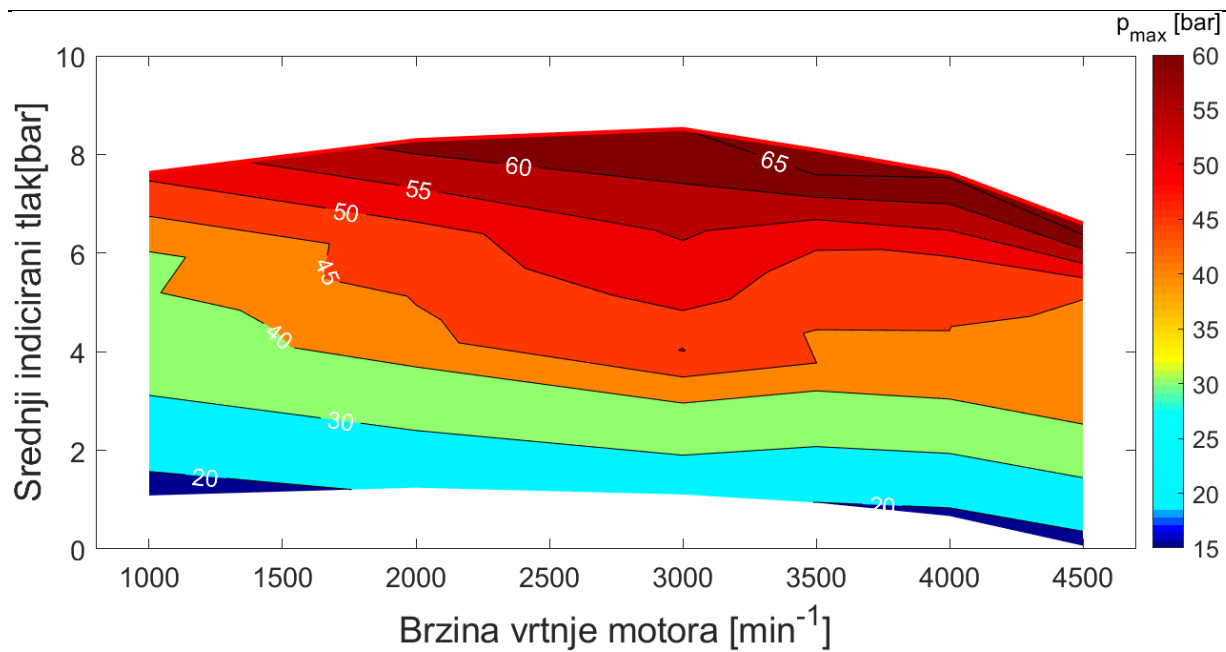
Slika 3.2. Dijagram efikasnosti metanola



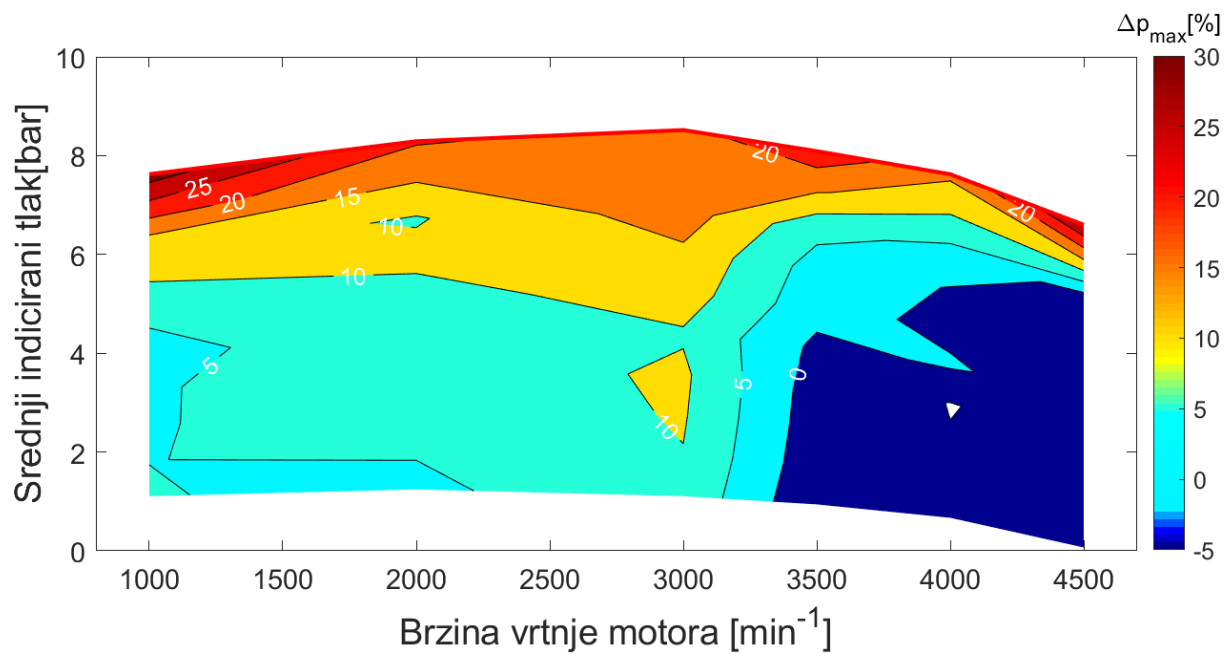
Slika 3.3. Dijagram relativne razlike efikasnosti



Slika 3.4. Dijagram vršne vrijednosti tlaka za benzin

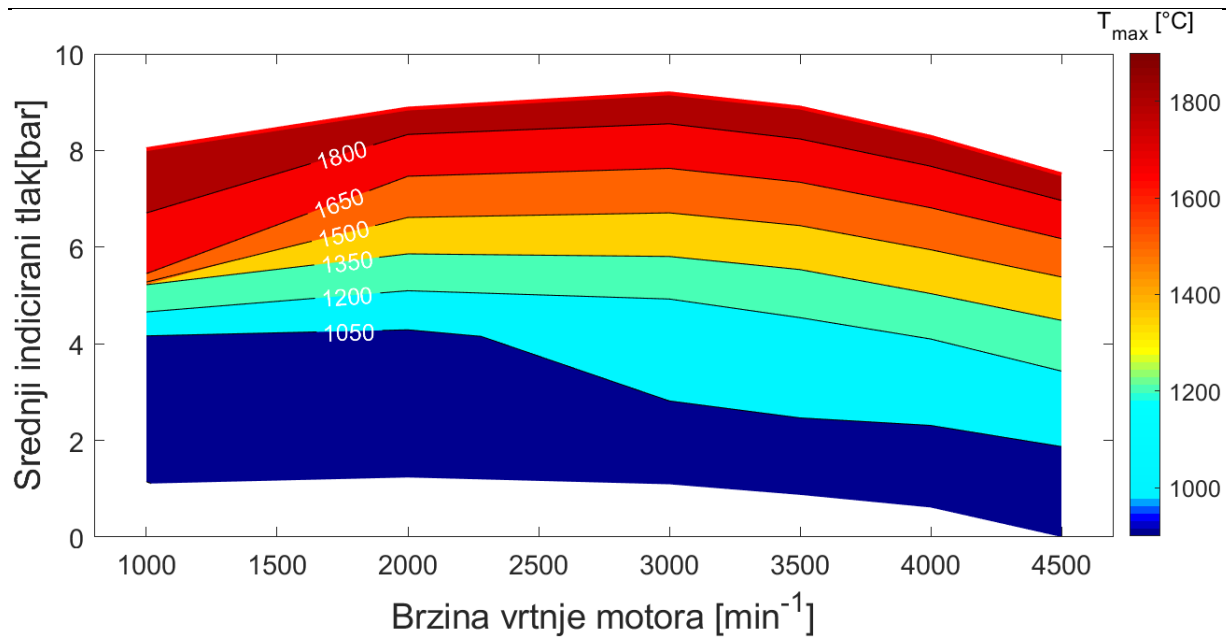


Slika 3.5. Dijagram vršne vrijednosti tlaka za metanol

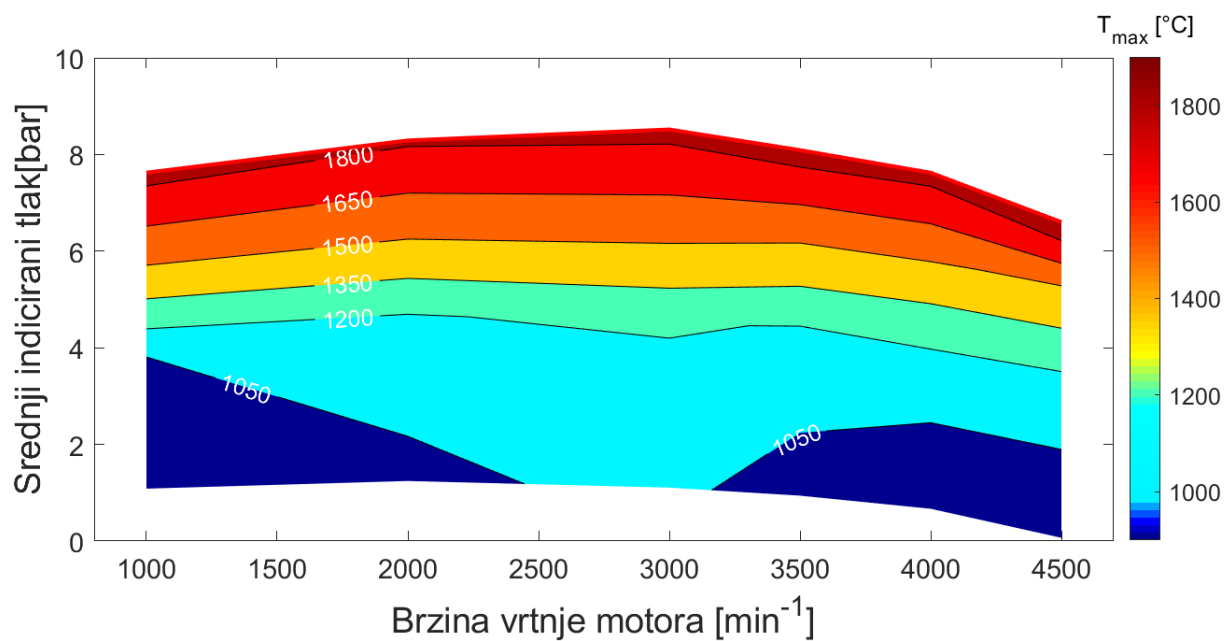


Slika 3.6. Dijagram razlike vršne vrijednosti tlaka

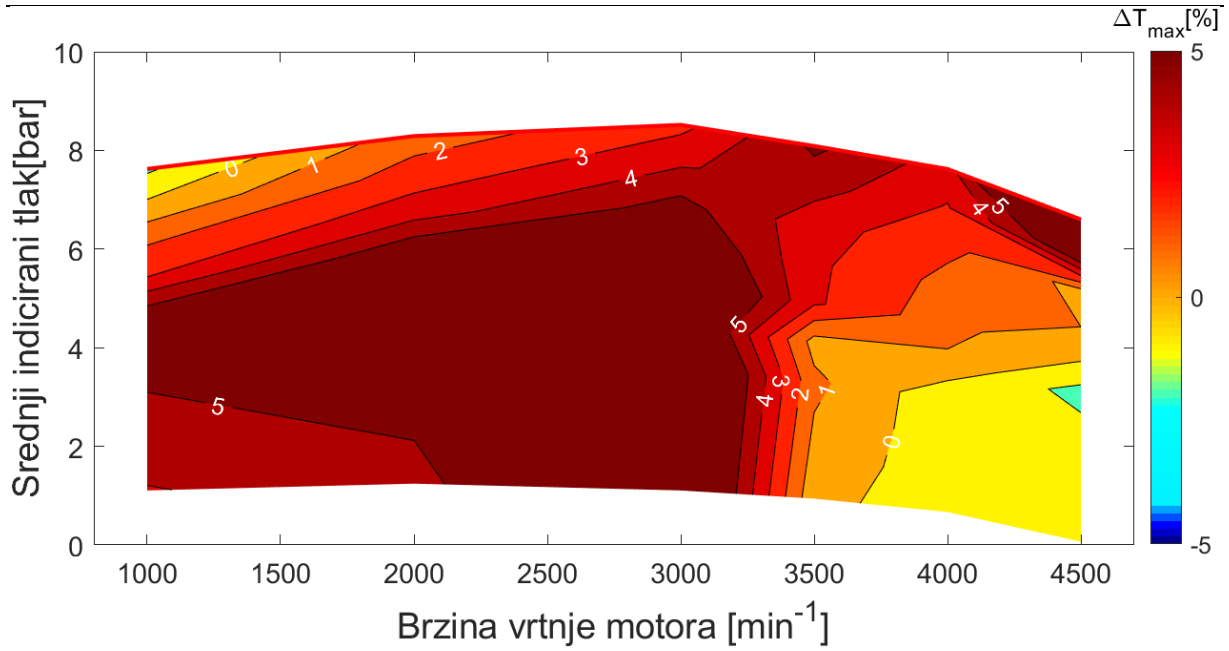




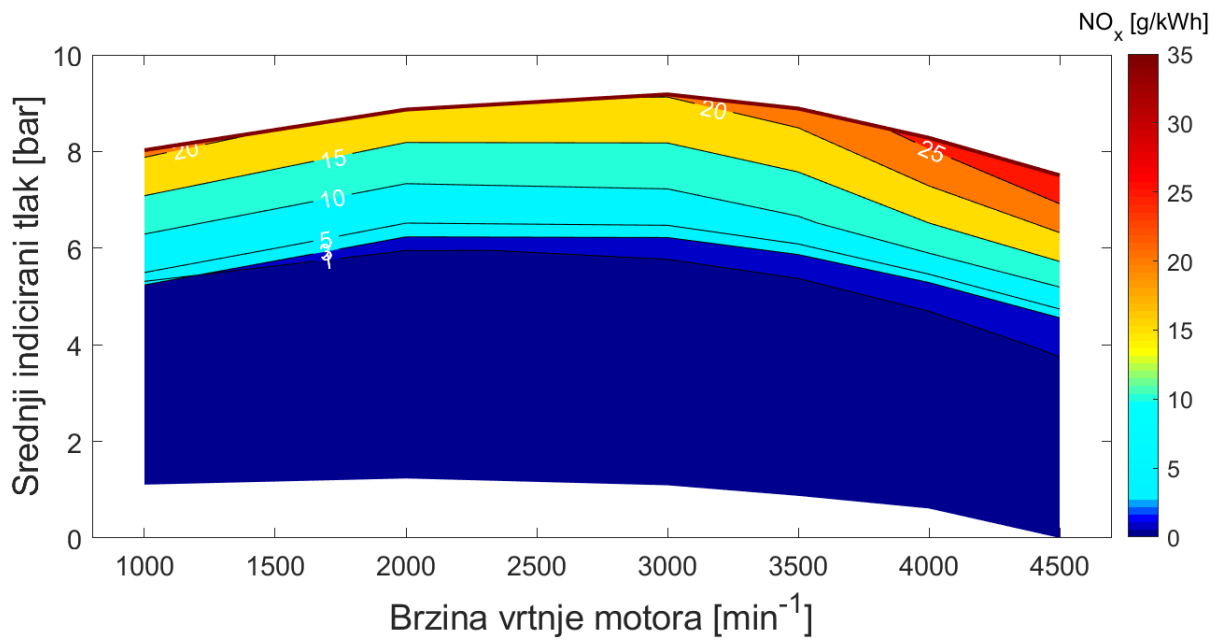
Slika 3.7. Dijagram vršne vrijednosti temperature za benzin



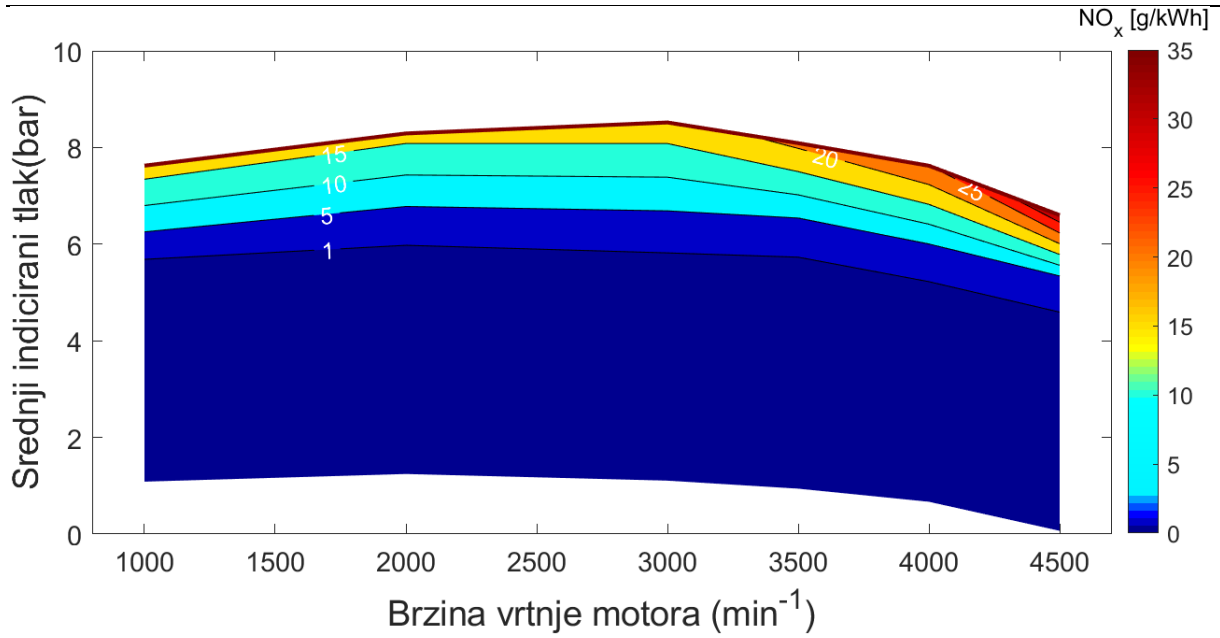
Slika 3.8. Dijagram vršne vrijednosti temperature za metanol



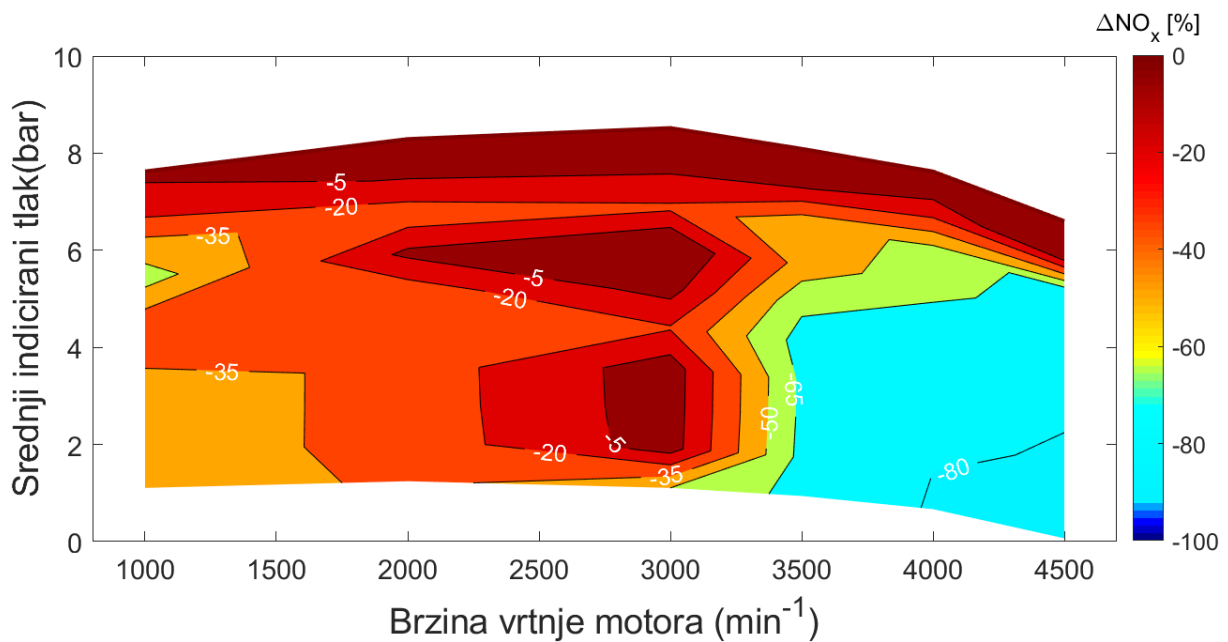
Slika 3.9. Dijagram razlike vršne vrijednosti temperature



Slika 3.10. Dijagram emisije dušikovih oksida za benzin



Slika 3.11. Dijagram emisije dušikovih oksida za metanol



Slika 3.12. Dijagram razlike emisije dušikovih spojeva

### 3.3 Analiza rezultata

Pri prelasku s izgaranja benzina na izgaranje metanola možemo vidjeti neke prednosti, kao što su blago povećani indicirani stupanj djelovanja i smanjene emisije dušikovih oksida, ali i neke na prvi pogled, neželjene pojave kao što su povećanje vršnih vrijednosti tlaka, temperatura i smanjenje srednjeg indiciranog tlaka.

Do povećanja indiciranog stupnja djelovanja dolazi zbog činjenice da je laminarna brzina širenja plamena za sintetički metanol veća nego za benzin [9] pa je time i samo širenje plamene fronte brže. Budući da je kompresijski omjer isti za sve slučajeve izgaranja, promjena indiciranog stupnja djelovanja ukazuje na promjenu stupnja savršenstva izgaranja. I doista, na stupanj savršenstva značajno utječe brzina širenja plamena[2].

Smanjenje količine emisija dušikovih oksida možemo pripisati činjenici što je metanolu za izgaranje potrebno 2,27 puta manje kisika nego benzinu, odnosno stehiometrijski omjer zraka i goriva za metanol iznosi  $6,4 \text{ kg}_{\text{zrak}}/\text{kg}_{\text{gorivo}}$ , a za benzin iznosi  $14,5 \text{ kg}_{\text{zrak}}/\text{kg}_{\text{gorivo}}$ . To ima učinak da u glavni prostor izgaranja, za neki faktor pretička zraka ulazi manje zraka, time i manje dušika koji reagira s manjom količinom kisika, budući da dušik reagira s onim viškom kisika koji nije reagirao s gorivom tvari.

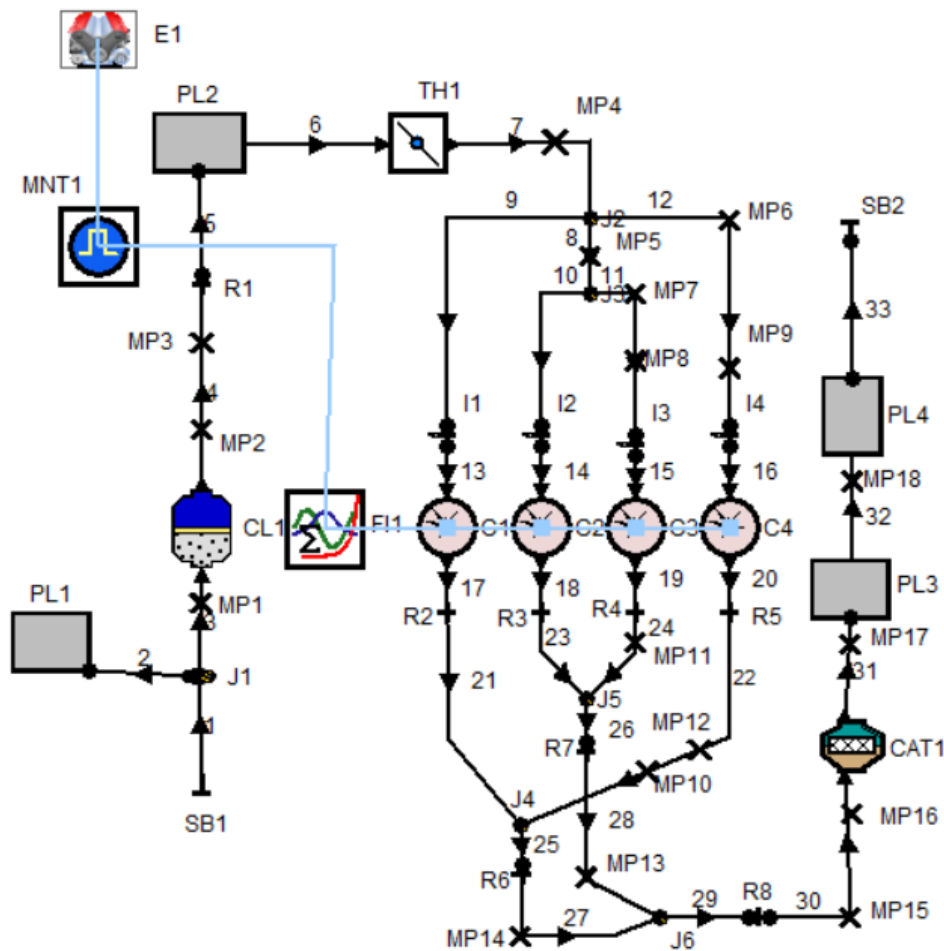
Povećanje vršnih vrijednosti temperatura i tlaka možemo pripisati većoj laminarnoj brzini širenja plamena. Budući da se ovaj model fokusira samo na efekte koji se događaju u cilindru, odnosno nisu modelirane okolne komponente motora s unutarnjim izgaranjem, poput usisnih i ispušnih cijevi, zaklopka i ostalih, ovdje do izražaja ne dolazi povećana specifična toplina isparavanja metanola u odnosu na benzin, od koje očekujemo da će igrati ulogu u povećanju snage motora i smanjenju temperature u glavnom prostoru izgaranja. Također, zbog većeg oktanskog broja metanola kasnije nastupa detonacija pa nam je stoga dozvoljeno da podesimo točke paljenja tako da postignemo veće temperature, tlakove u onim točkama koje su kod korištenja benzina ograničene detonacijom.

Na svim topografskim dijagramima možemo vidjeti da je srednji indicirani tlak nešto manji kod metanola nego kod benzina. Razlog tome je manja donja ogrijevna vrijednost metanola. Srećom, manju ogrjevnu vrijednost možemo kompenzirati činjenicom da metanol ima veću laminarnu brzinu širenja plamena. Također ima i veći oktanski broj pa onda možemo srednji indicirani tlak povisiti prelaskom na ranije točke paljenja pa unatoč činjenici manje ogrijevne vrijednosti možemo postići slične vrijednosti srednjeg indiciranog tlaka, a time i snage.

Kao što je i prije napomenuto, ovaj model ne može uzeti u obzir određene efekte, jedan od kojih je i povećana specifična toplina isparavanja metanola, za koju se očekuje da će smanjiti temperature u glavnom prostoru izgaranja i povećati stupanj punjenja. Također ne može uzeti u obzir dinamiku tlačnih valova u usisnom i ispušnom sustavu. Svi ti efekt će biti obuhvaćeni na proširenom modelu u sljedećem poglavlju.

## 4. Usporedba značajki rada motora unutar vozila

### 4.1 Nadogradnja simulacijskog modela



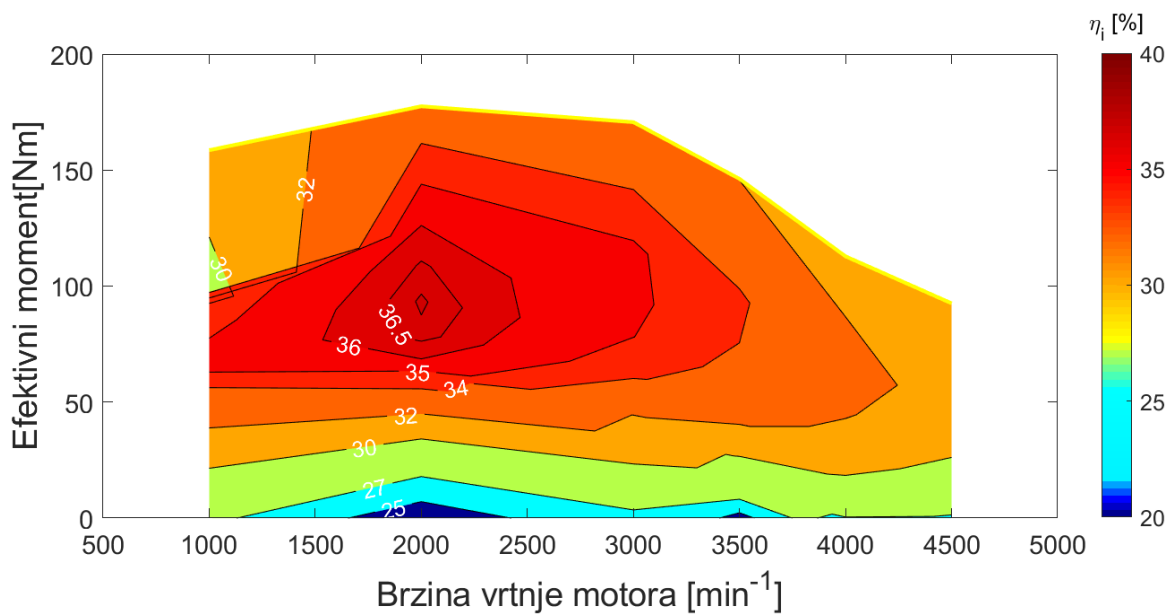
Slika 4.1. Prošireni model motora

Model je proširen na način da je element cilindra, zajedno sa popratnim elementima kao što je npr. Formula Interpreter, ubačen u simulacijski model naziva „ottocalc“ koji je zapravo primjer za učenje napravljen od strane proizvođača programskog paketa i koji je dio instalacijskog paketa programa Boost. Taj model je nadalje prilagođen tako ima sve funkcionalnosti kao i model koji je poslužio za kalibraciju. Ovaj model, pomoću elementa brizgaljke goriva, uzima u obzir i već spomenutu specifičnu toplinu isparavanja koja za benzin iznosi 420 kJ/kg, a za metanol iznosi 1100 kJ/kg. Konačnu shemu modela možemo vidjeti na

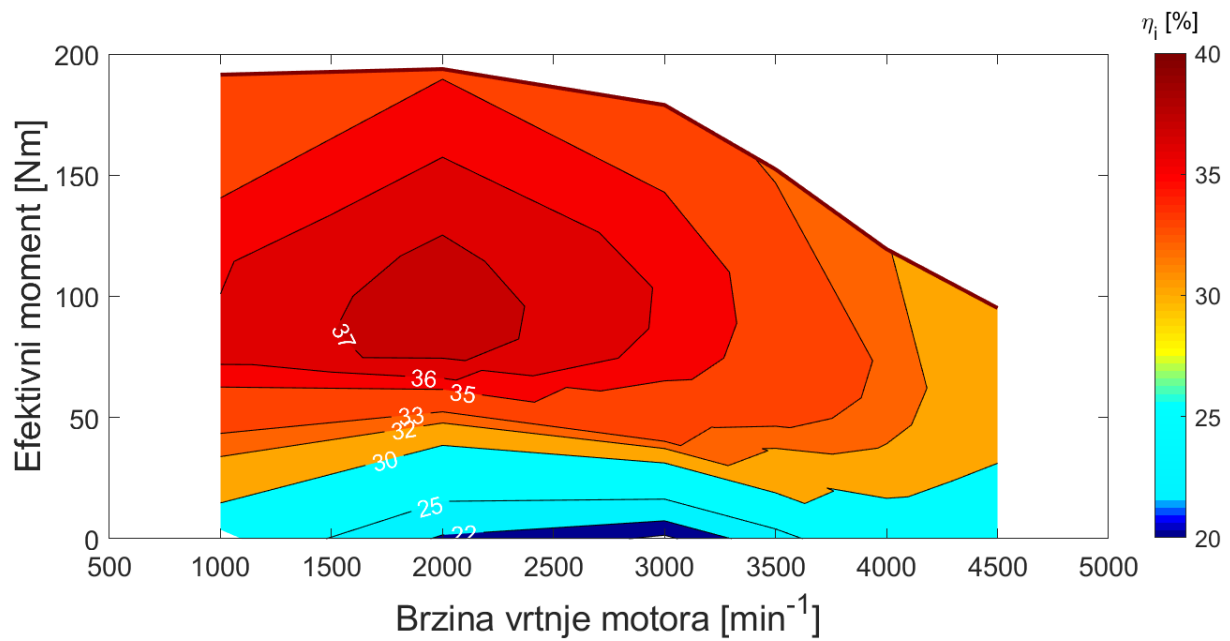
slici 4.1. Nad tim modelom provedena je simulacija radnog područja za sve radne točke kao i za model u poglavlju 3. Bitno je napomenuti da sustavi usisa i ispuha nisu optimizirani za ovaj specifičan model motora što će imati određen utjecaj na rezultate, no cilj ovog rada je usporedba značajki rada motora pa je to manje bitno.

## 4.2 Rezultati

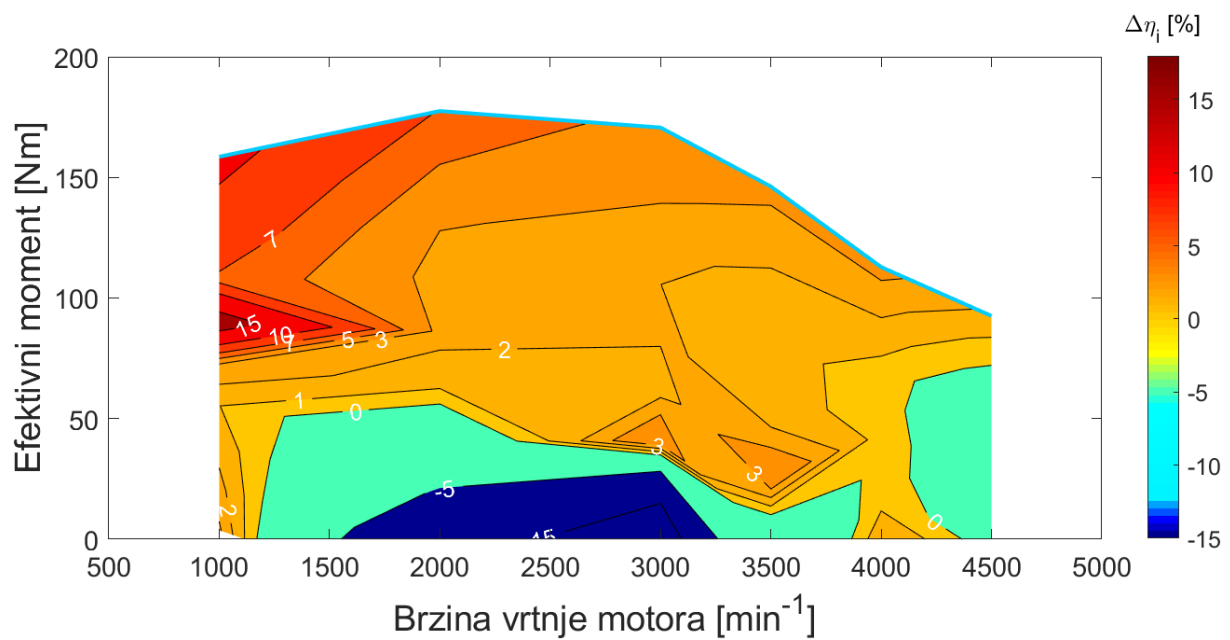
U dijagramima na slikama ispod mogu se vidjeti rezultati simulacije proširenog modela. Radi usporedbe prikazane su iste fizikalne veličine koje su prikazane i u prethodnom poglavlju. Također su prikazani snaga, moment i stupanj punjenja pri punom opterećenju.



Slika 4.2. Efikasnost benzina

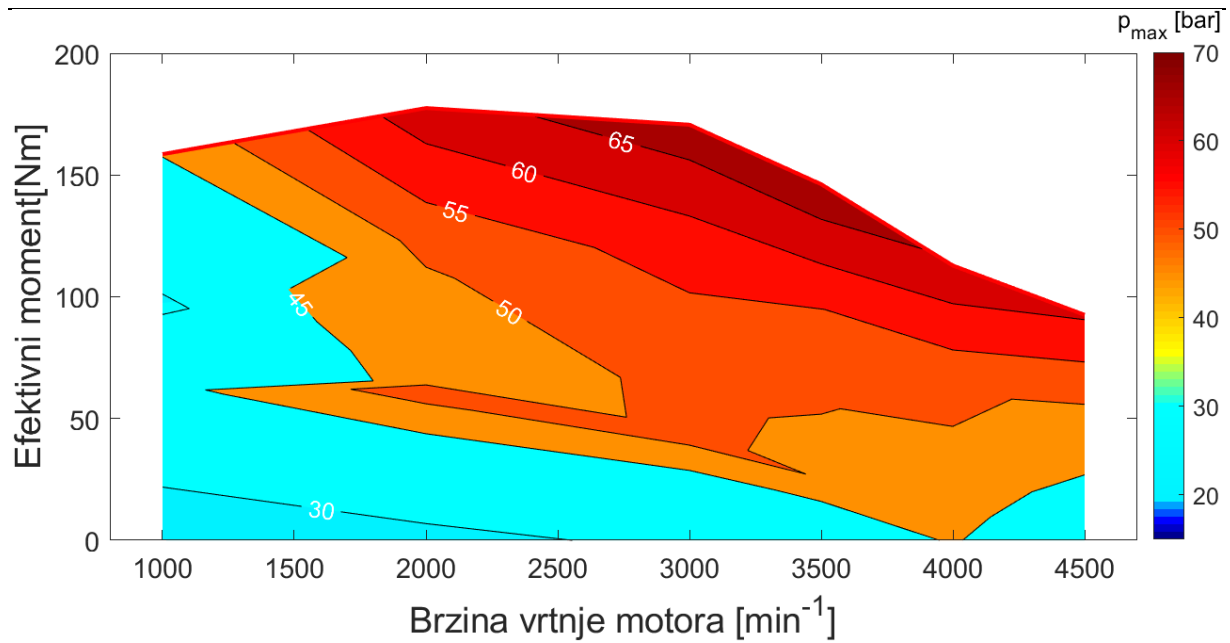


Slika 4.3. Efikasnost metanola

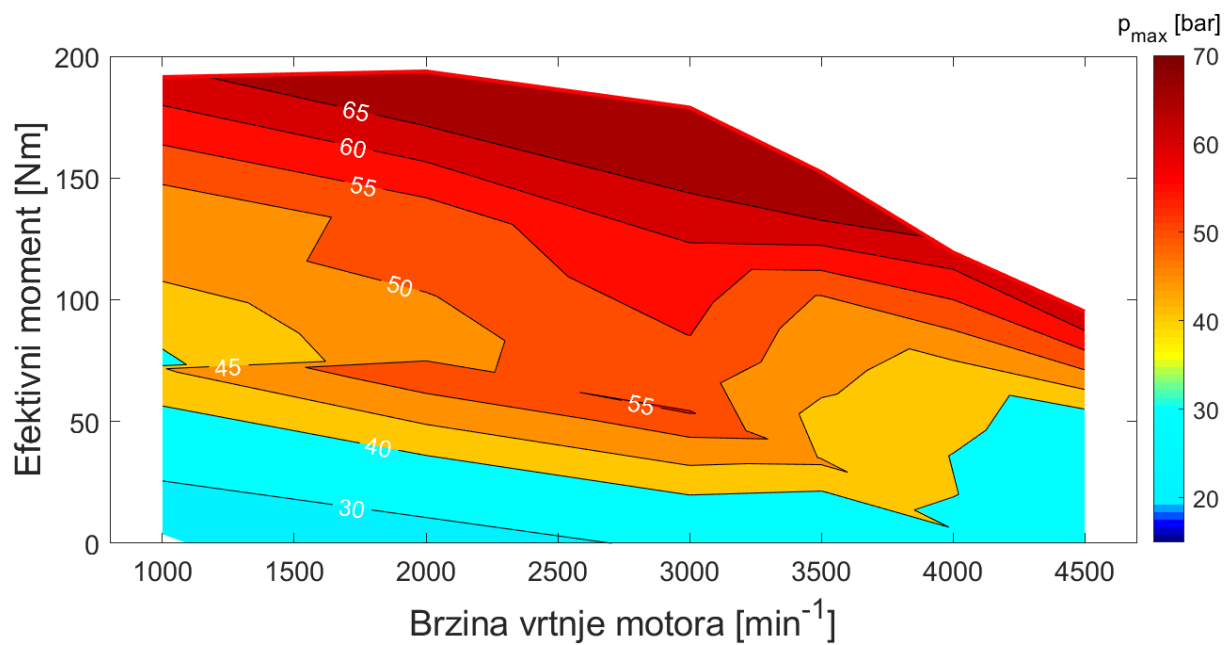


Slika 4.4. Relativne razlike efikasnosti

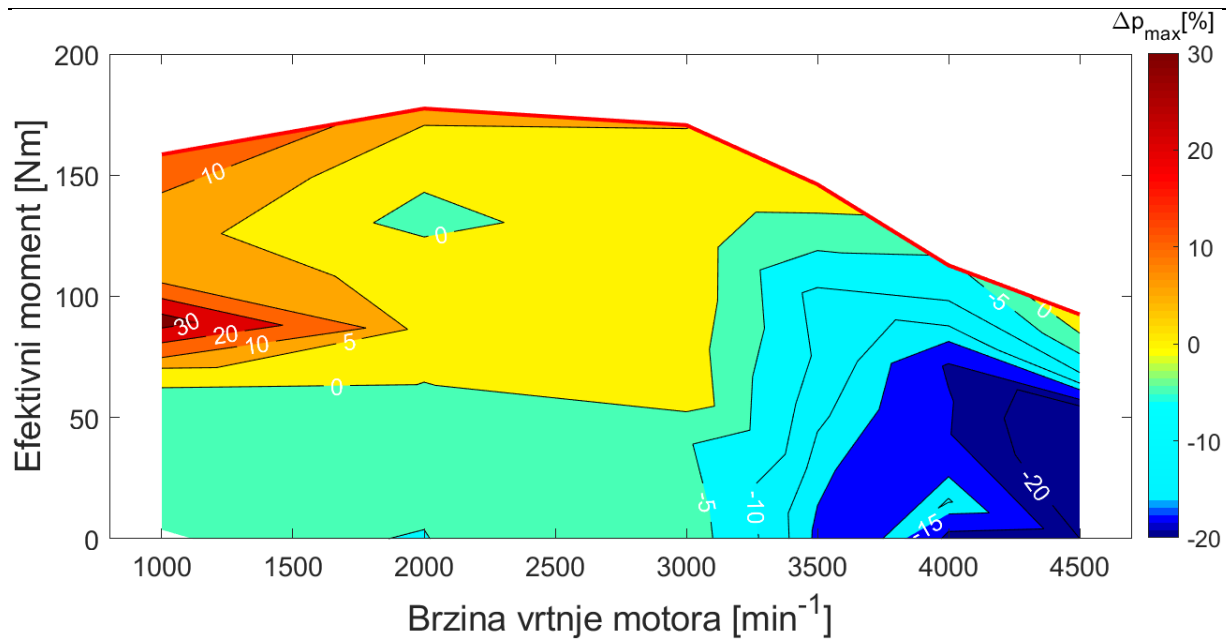




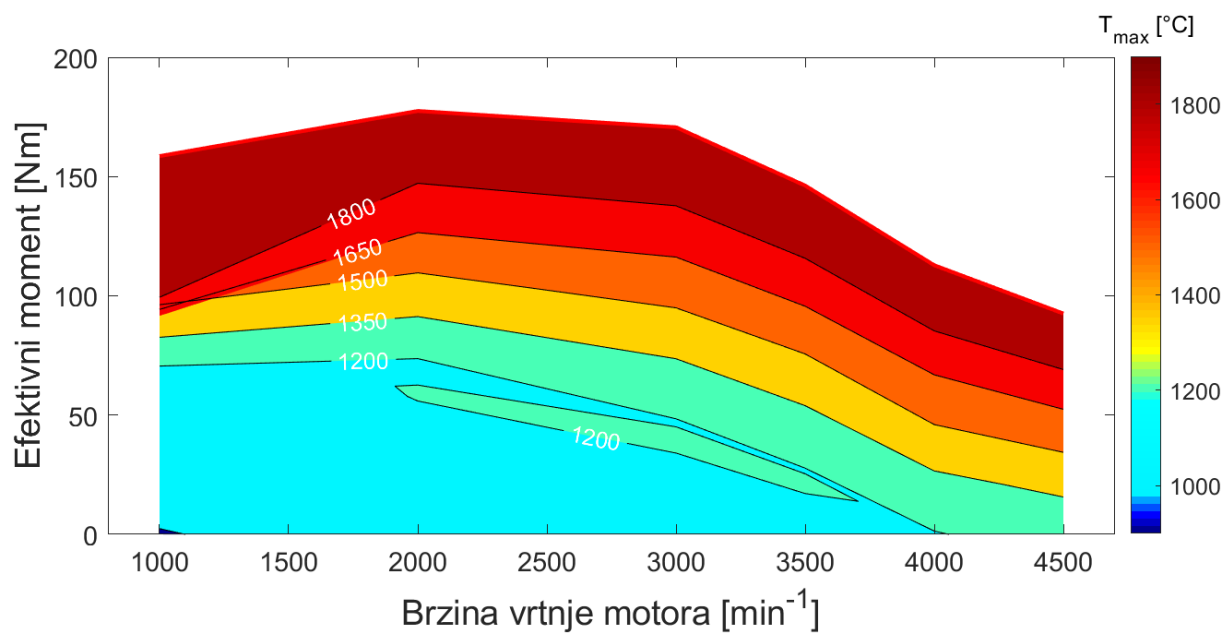
Slika 4.5. Vršne vrijednosti tlaka za benzin



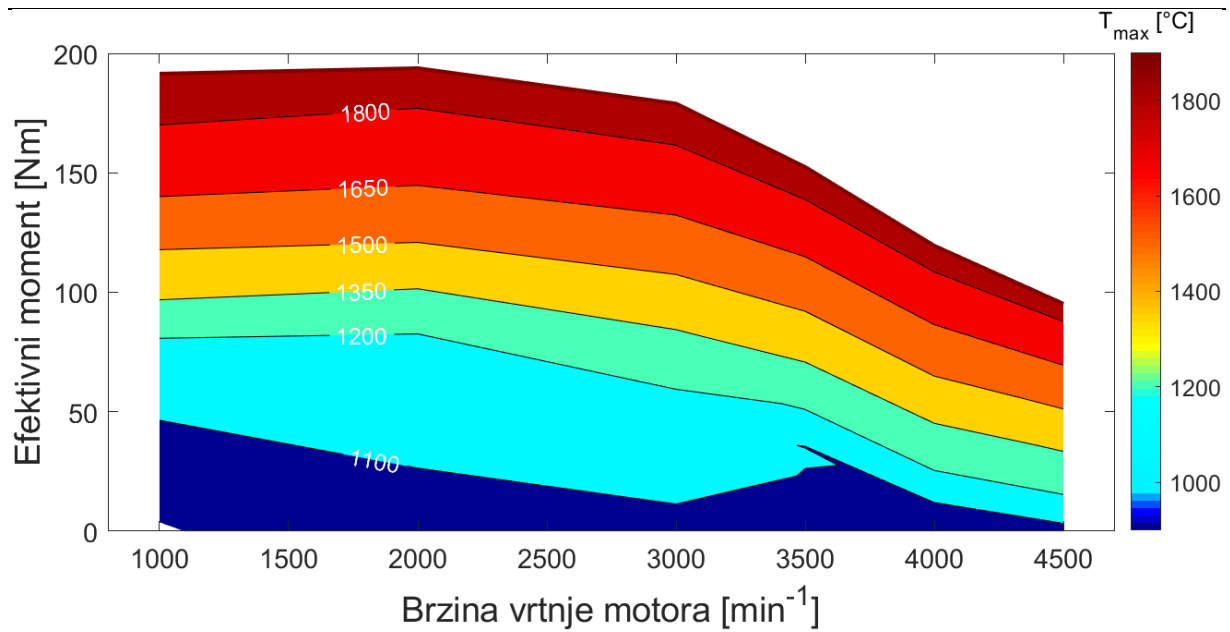
Slika 4.6. Vršne vrijednosti tlaka za metanol



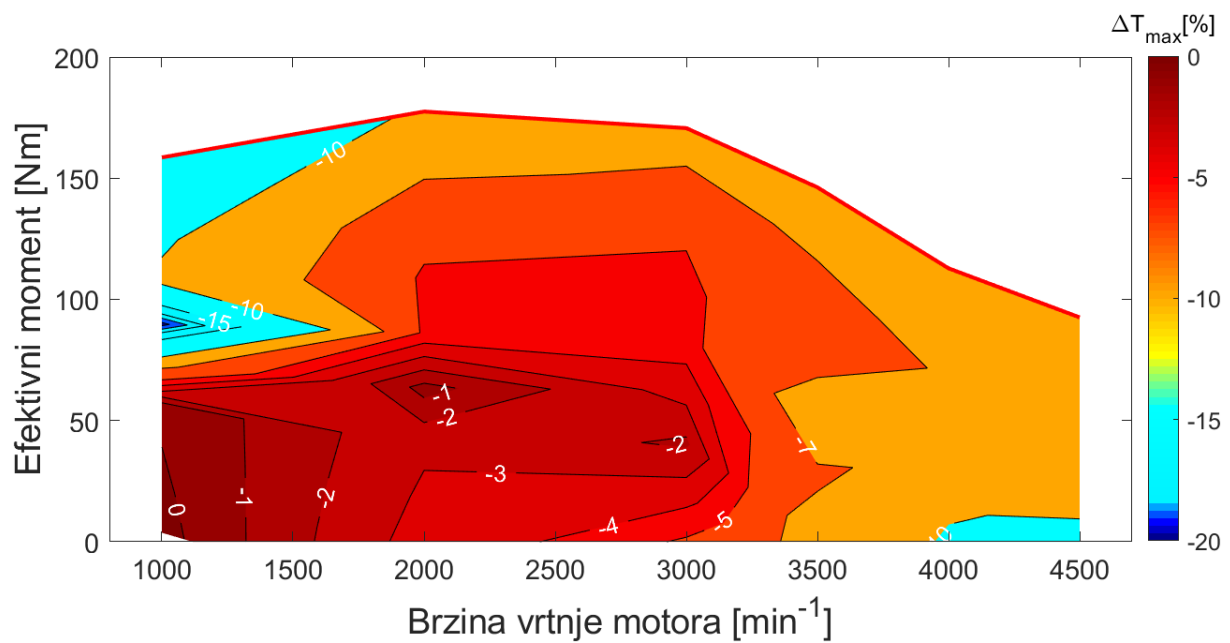
Slika 4.7. Razlike vršnih vrijednosti tlaka



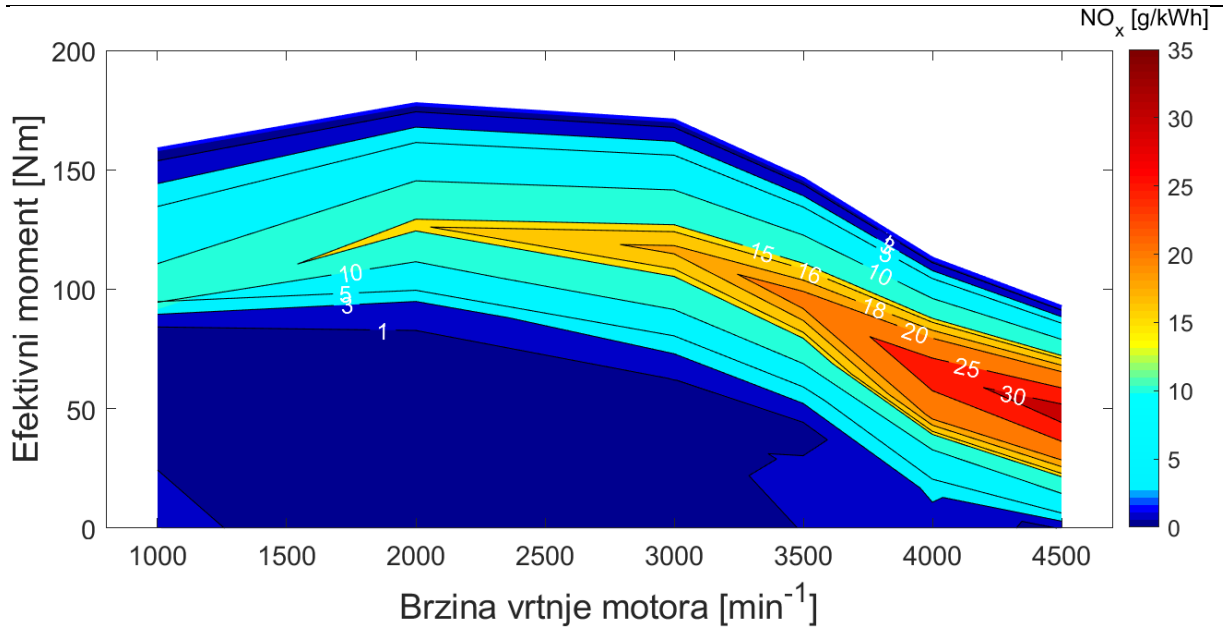
Slika 4.8. Vršne vrijednosti temperature za benzin



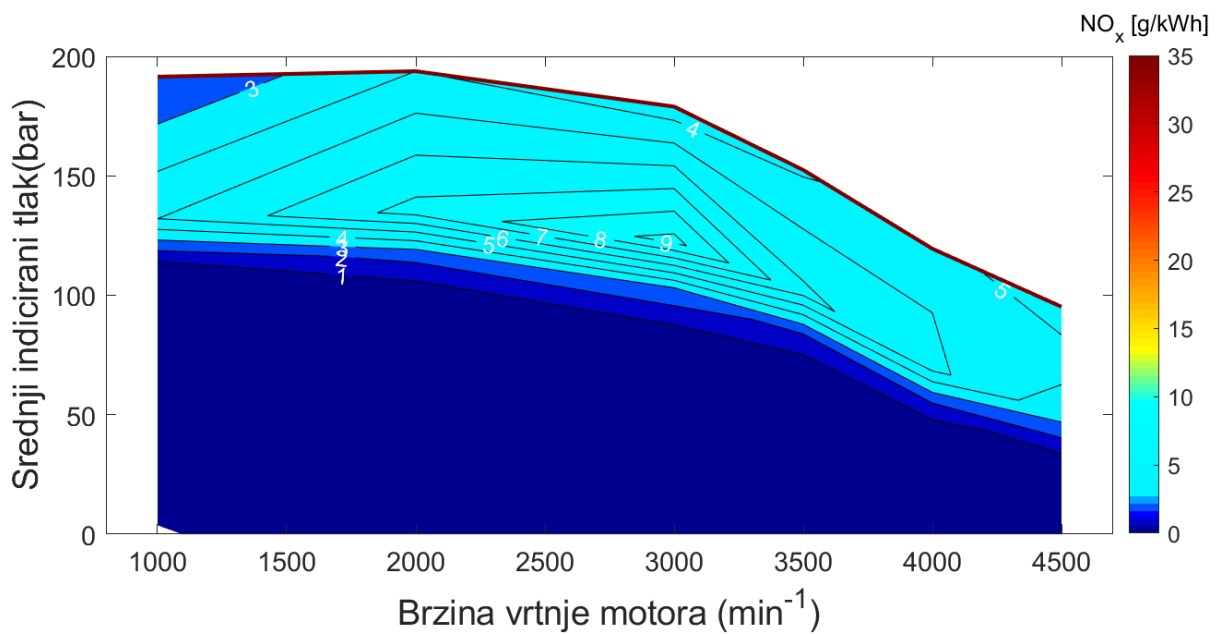
Slika 4.9. Vršne vrijednosti temperature za metanol



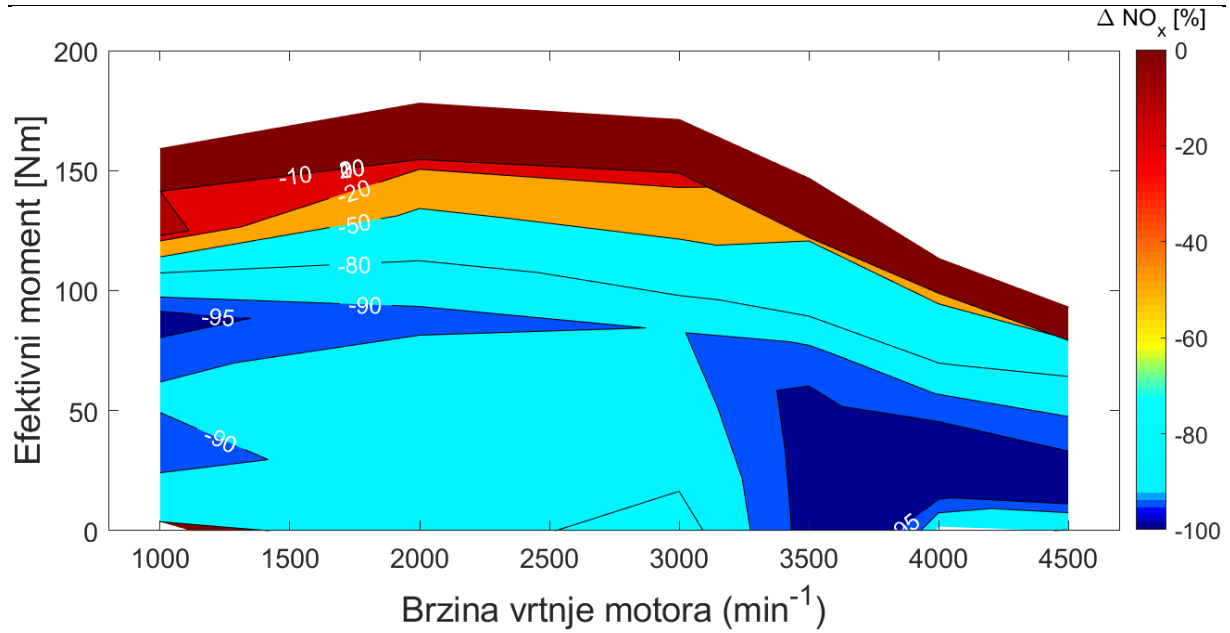
Slika 4.10. Razlike vršnih vrijednosti temperatura



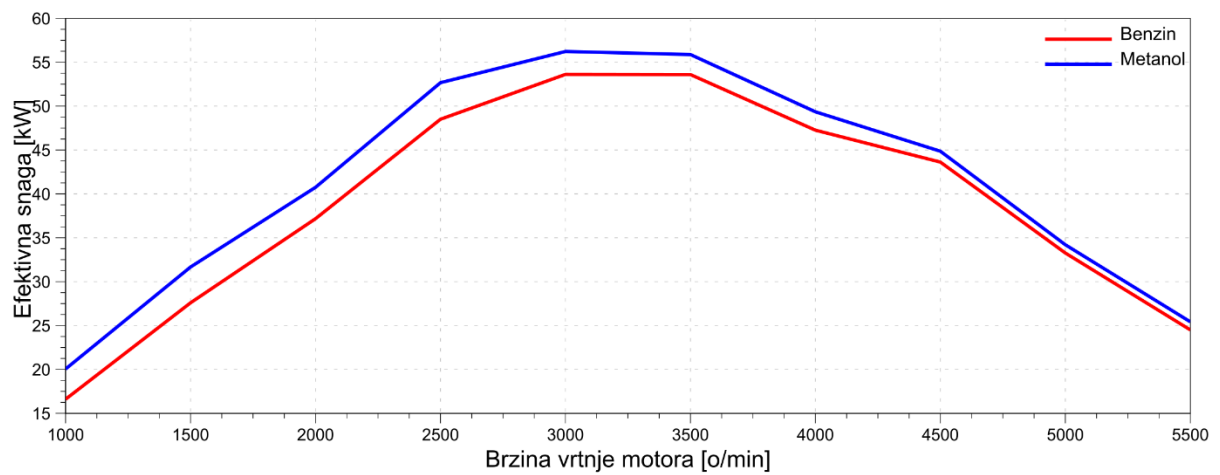
Slika 4.11. Emisije dušikovih oksida za benzin



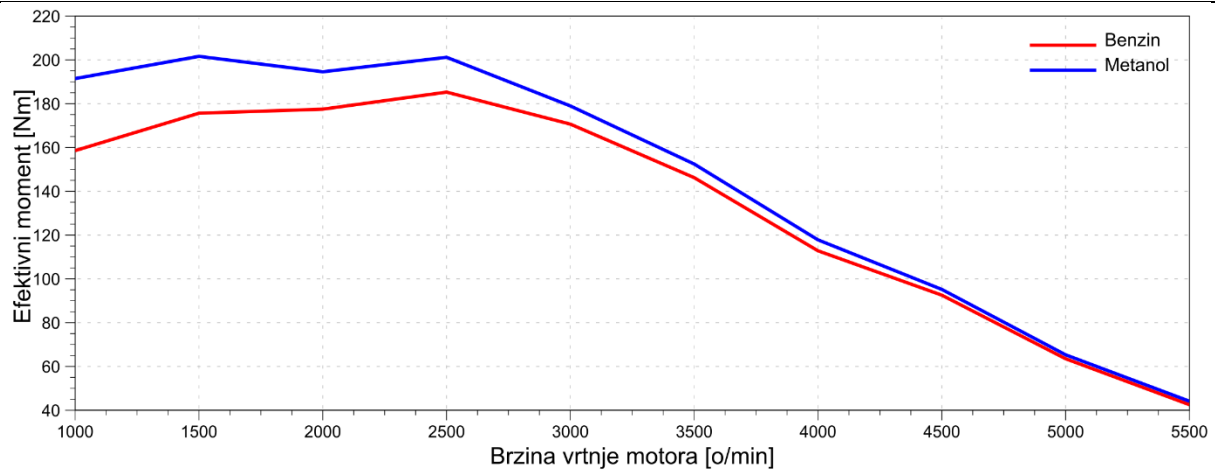
Slika 4.12. Emisije dušikovih oksida za metanol



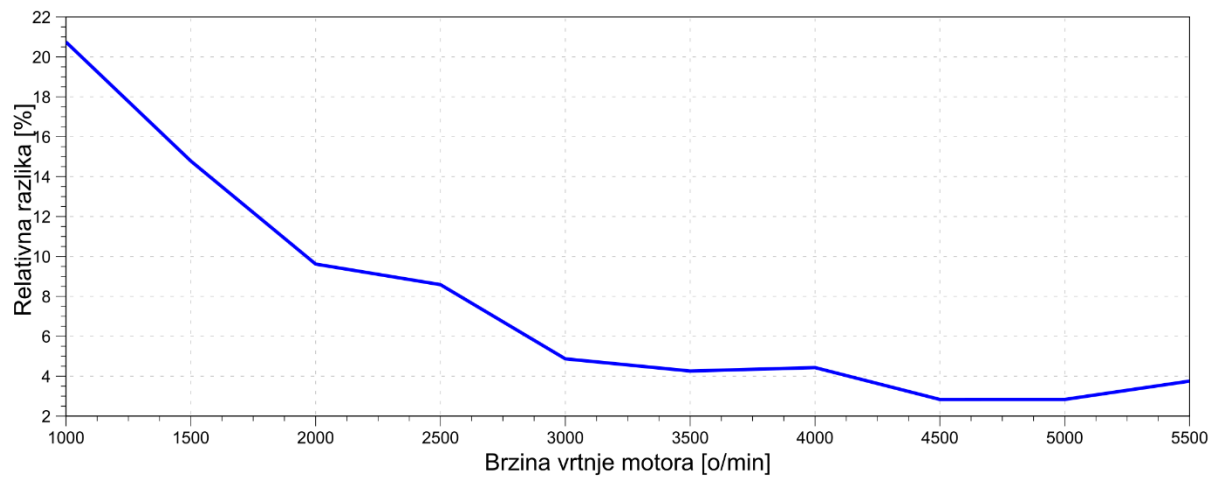
Slika 4.13. Razlika u emisijama dušikovih oksida



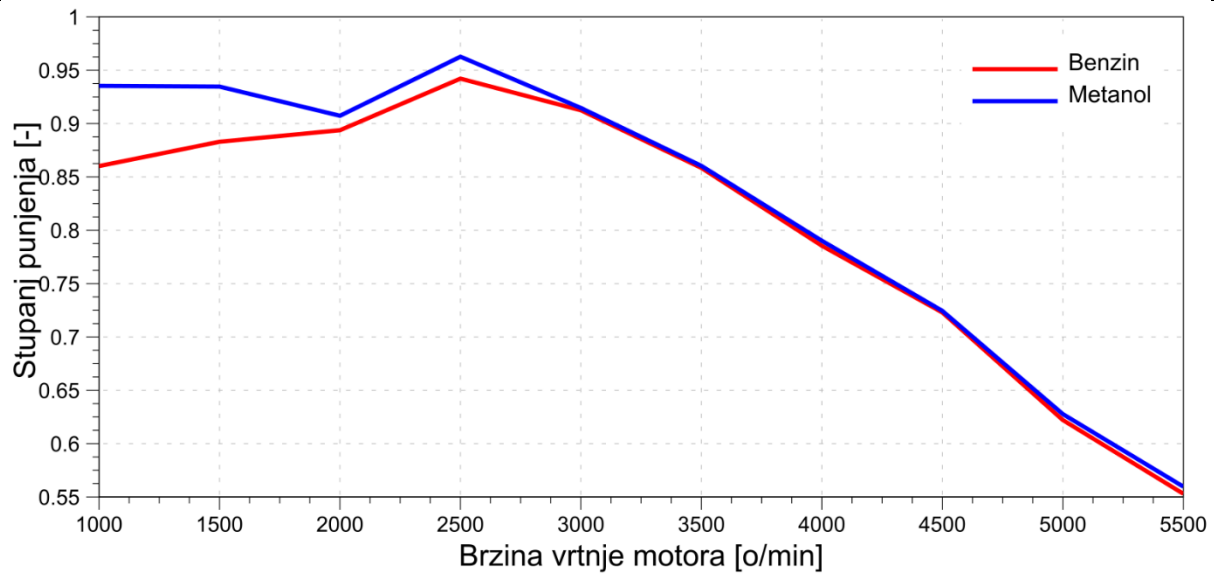
Slika 4.14. Krivulje snage pri punom opterećenju



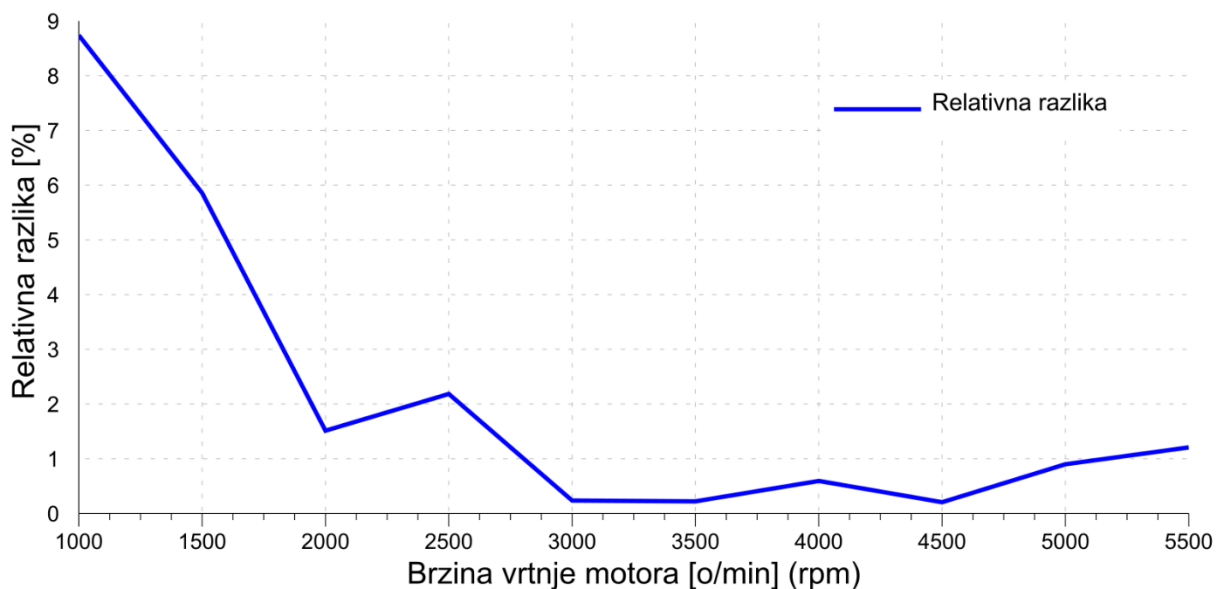
Slika 4.15. Krivulje momenta pri punom opterećenju



Slika 4.16. Relativna razlika u maksimalnoj ostvarenoj snazi i momentu



Slika 4.17. Stupanj punjenja pri punom opterećenju



Slika 4.18. Usporedba stupnja punjenja pri punom opterećenju

### 4.3 Analiza rezultata

Kad usporedimo sliku 3.6. i sliku 4.4. vidimo veće vrijednosti „dobitka efikasnosti“ na proširenom modelu. Taj efekt možemo pripisati povećanom stupnju punjenja i smanjenim vršnim vrijednostima temperature u glavnom prostoru izgaranja što za posljedicu ima manje toplinske gubitke. Što se tiče emisije dušikovih oksida vidi se dodatno smanjenje emisija što možemo pridodati nižim temperaturama i većoj brzini izgaranja. Vršne vrijednosti temperature

---

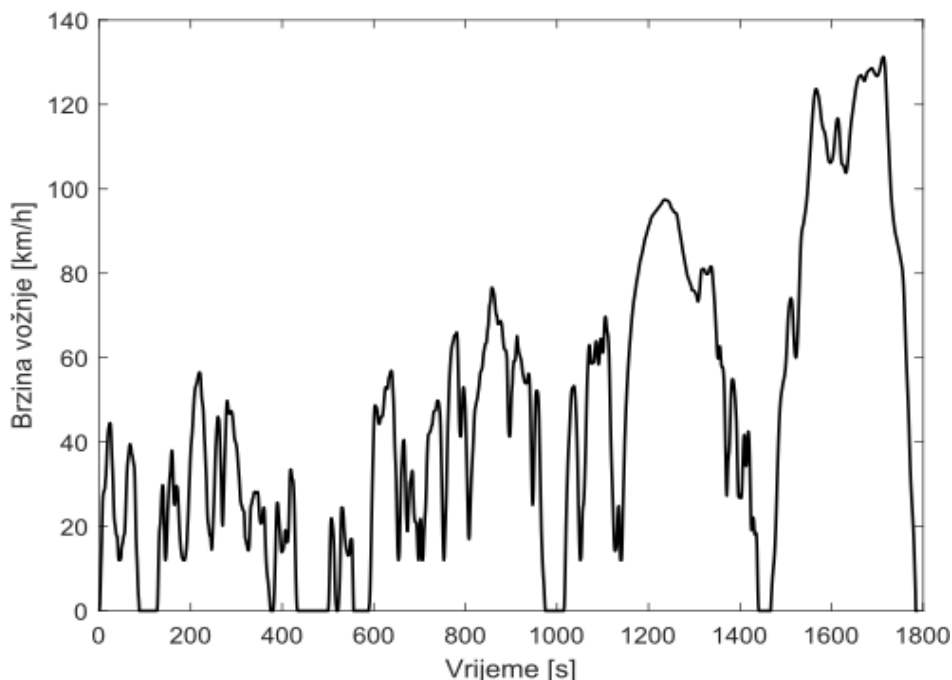
izgaranja su niže u odnosu na rezultate iz reduciranog modela, slika 3.9, a tlakovi su veći, slika 3.6. Također, vidi se ostvarena veća snaga pri maksimalnom opterećenju.

Efekte smanjenja temperatura izgaranja i povećanja stupnja punjenja, a posljedično time i snage možemo pridodati većoj specifičnoj toplini isparavanja, koja ima efekt hlađenja glavnog prostora izgaranja. Zanimljivo je vidjeti odnos povećanja stupnja punjenja na slici 4.18 i povećanja snage, odnosno momenta, na slici 4.16. Primjećujemo da je relativno povećanje momenta znatno veće od relativnog porasta stupnja punjenja. Budući da povećanje snage uglavnom dolazi od povećanja stupnja punjenja i smanjenja gubitaka, usporedbom slike 4.16 i slike 4.18 možemo dobiti dojam koliko utjecaj na povećanje snage ima smanjenje gubitaka, toplinskih i gubitaka energije kroz ispuh.



## 5. Simuliranje voznog ciklusa

U ovom koraku izračunat će se potrošnja goriva i emisija ugljikovog dioksida za slučaj korištenja oba goriva prema WLTP ciklusu. The worldwide harmonized light vehicles test procedure, WLTP skraćeno, je vozni ciklus za određivanje emisije štetnih plinova i potrošnje za osobna i laka gospodarska vozila(kategorije M1 i N1)[15]. Profil brzine u ovisnosti o vremenu WLTP voznog ciklusa prikazan je na slici ispod.



Slika 5.1. Profil brzine WLTP ciklusa[15]

### 5.1 Postavljanje modela vozila

U sljedećem koraku simulirat će se WLTP vozni ciklus te će se usporediti razlike u performansama između benzina i metanola. Kako je za takvu simulaciju potrebno modelirati ponašanje nekog vozila mora se odabrati odgovarajuće vozilo. Takvo vozilo mora u sebi imati ugrađeni motor s sličnom zapremninom i krivuljom snage kako bi znali da je model motora iz poglavlja 4 adekvatan za model vozila

Odabran je stoga osobni automobil Toyota Hilux 2014 koji u sebi ima ugrađen 2,7l 2TR-FE motor[16]. Parametre vozila je bilo potrebno blago modificirati kako bi sve radne točke WLTP ciklusa bile ostvarive. Konačni parametri su dani u tablici ispod :

**Tablica 5.1. Parametri za simulaciju vozila**

Parametar	Vrijednost
Masa praznog vozila	1700 kg
Inercija pogonskog sustava	3 kgm <sup>2</sup>
Dinamički polumjer gume	376,5 mm
Koeficijent otpora zraka	0,39
Prijenosni omjer osovinske redukcije	4,50
Prijenosni omjer u I. stupnju prijenosa	3,83
Prijenosni omjer u II. stupnju prijenosa	2,062
Prijenosni omjer u III. stupnju prijenosa	1,436
Prijenosni omjer u IV. stupnju prijenosa	1
Prijenosni omjer u V. stupnju prijenosa	0,838

Proračun se provodi u programskom paketu MS Office Excel. Uz pretpostavku egzaktnog praćenja zadanog profila brzine za svaku sekundu određuje se radna točka motora te se prema tome računa potrošnja goriva pomoću mape motora rađenoj prema rezultatima simulacija u Boost-u.

## 5.2 Rezultati

Rezultati dobiveni analizom voznog ciklusa prikazani su u tablici ispod.

**Tablica 5.2. Rezultati simulacije voznog ciklusa**

Parametar		Benzin	Metanol	Relativna razlika [%]
Utrošena količina goriva tijekom voznog ciklusa	Masa [g]	2394,13	3652,18	+52,55
	Volumen [l]	3,17	4,99	+57,37
Srednja efektivna efikasnost [%]		11,24	15,03	+33,72
Srednja potrošnja goriva [l/100km]		13,63	21,45	+57,37
Srednja emisija CO <sub>2</sub> [g/km]		322,97	233,57	-27,68

Vidimo da je opća efikasnost vožnje porasla za 33,72% prelaskom s benzina na metanol. To povećanje u skladu je s već gore primijećenim trendovima. Emisija CO<sub>2</sub> se smanjila za skoro 30%.

---

## 6. Zaključak

Svrha ovog rada bila je simulacijama prikazati moguće prednosti i nedostatke pri prelasku s konvencionalnih goriva na e-goriva, u ovom slučaju na metanol, kod Otto motora s pretkomorom. Prvo je bilo potrebno napraviti simulacijski model. Zbog nemogućnosti simuliranja pretkomore u programskom paketu napravljen je model bez pretkomore koji je postavljen tako da što je bolje moguće imitira ponašanje motora s pretkomorom. Kako bi se mogao postaviti takav simulacijski model, prvo je bilo potrebno odrediti zakašnjenja zapaljenja u glavnom prostoru izgaranja kao parametar koji bi obuhvatio i početak izgaranja u samoj pretkomori i u glavnom prostoru izgaranja. Analizom mjerenja s 33 radne točke utvrđena je povezanost između zakašnjenja zapaljenja i tlaka u cilindru u trenutku preskakanja iskre na svjećici. Pomoću te korelacije simulacijski model je podešen, a kao referentne vrijednosti korištena su mjerenja s 33 radne točke motora za eksperimentalna mjerenja Laboratorija za motore i vozila Fakulteta strojarstva i brodogradnje.

Nakon kalibracije provedena je simulacija čitavog radnog područja motora uz odvojene primjene benzina i metanola te su analizirane značajke rada motora za oba slučaja. Pokazalo se da uslijed većeg oktanskog broja, veće specifične topline isparavanja i veće laminarne brzine širenja plamena metanol u Otto motoru s pretkomorom postiže i do 30% veće vršne tlakove i do 15% manje temperature pri izgaranju što rezultira povećanjem stupnja djelovanje do 15% te povećanjem maksimalne efektivne snage motora do 20%. Uslijed nižih temperatura i bržeg izgaranja također se postiže i smanjenje emisija dušikovih oksida u rasponu od 10 % do 90%.

Analizom WLTP voznog ciklusa utvrđena je skoro 60% veća volumna potrošnja goriva na 100 prevaljenih kilometara pri korištenju metanola u odnosu na benzin. U praktičnom smislu to znači da kada bi sva vozila s Otto motorom danas počela koristiti 100%-tni metanol kao gorivo, domet vozila bi se smanjio za 36%, odnosno kako bi se očuvao domet bilo bi potrebno povećati zapremninu spremnika goriva za 57% pri čemu bi masa punog spremnika goriva narasla za 53%. Ta povećana volumna potrošnja proizlazi iz činjenice da metanol ima više nego duplo manju donju ogrjevnu vrijednost od benzina. S druge strane, korištenje metanola kao pogonskog goriva smanjuje sirove emisije ugljikovog dioksida za skoro 30%, u vožnji prema WLTP ciklusu.

U ovom radu, prikazan je potencijal sintetskih goriva za povećanjem performansi motora s unutarnjim izgaranjem s pretkomorom. Značajno smanjene sirovih emisija ugljikovog

---

dioksida i dušikovih oksida, povećana snaga i efikasnost, uz činjenicu da proizvodnja sintetskih goriva smanjuje količinu CO<sub>2</sub> u atmosferi, ukoliko se proizvodi primjenom obnovljivih izvora energije, ukazuju na moguću značajnu ulogu sintetskih goriva u budućoj dekarbonizaciji transporta i mogućem očuvanju motora s unutarnjim izgaranjem.

---

**Literatura**

- [1] „EDGARv7.0\_FT2021\_fossil\_CO2\_booklet\_2022.xlsx“.  
[https://view.officeapps.live.com/op/view.aspx?src=https%3A%2F%2Fedgar.jrc.ec.europa.eu%2Fbooklet%2FEDGARv7.0\\_FT2021\\_fossil\\_CO2\\_booklet\\_2022.xlsx&wdOrigin=BROWSELINK](https://view.officeapps.live.com/op/view.aspx?src=https%3A%2F%2Fedgar.jrc.ec.europa.eu%2Fbooklet%2FEDGARv7.0_FT2021_fossil_CO2_booklet_2022.xlsx&wdOrigin=BROWSELINK) (pristupljeno 04. veljača 2023.).
- [2] I. Mahalec, Z. Lulić, i D. Kozarac, „Motori s unutarnjim izgaranjem“, tra. 2016.
- [3] V. Dilber, M. Sjerić, R. Tomić, J. Krajnović, S. Ugrinić, i D. Kozarac, „Optimization of Pre-Chamber Geometry and Operating Parameters in a Turbulent Jet Ignition Engine“, *Energies (Basel)*, sv. 15, izd. 13, srp. 2022, doi: 10.3390/en15134758.
- [4] S. Ugrinić, V. Dilber, M. Sjerić, D. Kozarac, J. Krajnović, i R. Tomic, „Experimental Study of Pre-Chamber Geometry Influence on Performance and Emissions in a Gasoline Spark Ignited Engine“, u *SAE Technical Papers*, kol. 2022. doi: 10.4271/2022-01-1008.
- [5] P. Hlaing, M. Echeverri Marquez, P. Burgos, E. Cenker, M. ben Houidi, i B. Johansson, „Analysis of Fuel Properties on Combustion Characteristics in a Narrow-Throat Pre-Chamber Engine“, u *SAE Technical Papers*, tra. 2021, izd. 2021. doi: 10.4271/2021-01-0474.
- [6] „Pre-Chamber Ignition – Small Spark, Great Effect | IAV“.  
<https://www.iav.com/en/what-moves-us/pre-chamber-ignition-small-spark-great-effect/> (pristupljeno 19. veljača 2023.).
- [7] „Honda Global | Introducing the CVCC / 1972“.  
<https://global.honda/heritage/episodes/1972introducingthecvcc.html> (pristupljeno 19. veljača 2023.).
- [8] „metanol | Hrvatska enciklopedija“.  
<https://www.enciklopedija.hr/natuknica.aspx?ID=40381> (pristupljeno 19. veljača 2023.).
- [9] E. Rossi i ostali, „Experimental and Numerical Investigation for Improved Mixture Formation of an eFuel Compared to Standard Gasoline“, u *SAE Technical Papers*, ruj. 2021, izd. 2021. doi: 10.4271/2021-24-0019.

- 
- [10] X. Zhen i Y. Wang, „An overview of methanol as an internal combustion engine fuel“, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, sv. 52. Elsevier Ltd, str. 477–493, 2015. doi: 10.1016/j.rser.2015.07.083.
- [11] N. Meunier, R. Chauvy, S. Mouhoubi, D. Thomas, i G. de Weireld, „Alternative production of methanol from industrial CO<sub>2</sub>“, *Renew Energy*, sv. 146, str. 1192–1203, velj. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2019.07.010.
- [12] „Users Guide BOOST Users Guide AVL AST 2013 19 of November 2013 2 BOOST Users Guide“.
- [13] „Methanol as a fuel for internal combustion engines“, 2018. [Na internetu]. Dostupno na: <https://www.elsevier.com/open-access/userlicense/1.0/>
- [14] J. Villforth i ostali, „Methods to Investigate the Importance of eFuel Properties for Enhanced Emission and Mixture Formation“, *SAE Technical Papers*, izd. 2021, ruj. 2021, doi: 10.4271/2021-24-0017.
- [15] „Emission Test Cycles: WLTC“. <https://dieselnet.com/standards/cycles/wltp.php> (pristupljeno 13. veljača 2023.).
- [16] „Engine specifications for Toyota 2TR-FE, characteristics, oil, performance“. <https://mymotorlist.com/engines/toyota/2tr/> (pristupljeno 19. veljača 2023.).

## **PRILOZI**

I. CD-R disk