

# Validacija kvazidimenzijskog modela izgaranja za Ottove motore uz primjenu novog K-k- modela turbulencije

---

Mađerić, Stjepan

Master's thesis / Diplomski rad

2019

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:235:949108>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-01-25**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

**Stjepan Maderić**

Zagreb, 2019. godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

**Validacija kvazidimenzijskog  
modela izgaranja za Ottove motore  
uz primjenu novog K-k- $\varepsilon$  modela  
turbulencije**

Mentor:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Student:

Stjepan Mađerić

Zagreb, 2019. godina.

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

Zahvaljujem se svome mentoru Doc. Dr. Sc. Momiru Sjeriću na objašnjenjima i velikoj pomoći tokom izrade ovog diplomskog rada.

Posebno bih se zahvalio svojoj obitelji koja mi je uvijek bila najveća potpora u svim godinama studija.

Stjepan Maderić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur. broj:	

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Stjepan Maderić** Mat. br.: 0035187210

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Validacija kvazidimenzijuskog modela izgaranja za Ottove motore uz primjenu novog  $K-k-\epsilon$  modela turbulencije**  
Naslov rada na engleskom jeziku: **Validation of Quasi-Dimensional Combustion Model for Spark Ignition Engines with the Application of New  $K-k-\epsilon$  Turbulence Model**

Opis zadatka:

U području simulacija radnih ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem koriste se kvazidimenzijски modeli izgaranja koji uključuju utjecaj geometrije prostora izgaranja te strujanja i turbulencije na tijek oslobađanja topline iako nemaju prostorne diskretizacije cilindra. Zbog velike brzine proračuna ovakvi simulacijski modeli najčešće se koriste za simulaciju rada sustava motora u cjelokupnom radnom području te za analizu utjecaja osnovnih radnih parametara na karakteristiku rada motora. U svrhu poboljšanja prediktivnosti kvazidimenzijuskih modela izgaranja razvijen je novi model izgaranja koji se bazira na modelu praćenja plamena (engl. *Flame Tracking Model - FTM*) i novi model turbulencije primjenjiv na motore s izraženim vrtloženjem oko poprečne osi cilindra.

U okviru diplomskog rada je potrebno:


- Napraviti opis Ottovog motora i pregled eksperimentalnih radnih točaka motora.
- Izraditi simulacijski model motora u programskom paketu AVL Boost™.
- Uz primjenu novog kvazidimenzijuskog modela izgaranja u kombinaciji s novim  $K-k-\epsilon$  modelom turbulencije provesti simulaciju rada motora u odabranim radnim točkama motora.
- Napraviti pregled i usporedbu rezultata s eksperimentalnima te kalibracijskih konstanti koje se odnose na izgaranje i turbulenciju.
- Istražiti mogućnost primjene jedinstvenog skupa konstanti na cjelokupno radno područje motora.
- Odrediti minimalan broj referentnih radnih točaka motora potrebnih za kalibraciju simulacijskog modela.
- Analizirati ostvarene simulacijske rezultate i izvesti zaključke.

Po završetku izrade rad bi trebao moći poslužiti kao praktični "vodič za kalibraciju" novog kvazidimenzijuskog modela izgaranja pri simulaciji radnog područja Ottovog motora.

Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu diplomskoga rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan: Datum predaje rada: Predviđeni datum obrane:  
2. svibnja 2019. 4. srpnja 2019. 10., 11. i 12. srpnja 2019.

Zadatak zadao: Predsjednica Povjerenstva:

  
Doc. dr. sc. Momir Sjerić

  
Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA.....	VI
POPIS OZNAKA .....	VII
SAŽETAK.....	X
SUMMARY .....	XI
1. UVOD.....	1
2. OPIS MOTORA I PREGLED EKSPERIMENTALNIH REZULTATA .....	2
3. TEORIJSKE OSNOVE MODELIRANJA U PROGRAMSKOM PAKETU AVL BOOST™ .....	6
3.1. Modeliranje osnovnih fizikalnih veličina .....	6
3.1.1. Maseni udjeli radne smjese .....	6
3.1.2. Termodinamičko stanje u cilindru .....	7
3.1.3. Izmjena smjese u cilindru kroz otvore ventila .....	9
3.1.4. Model ispiranja cilindra .....	11
3.1.5. Gibanje klipa .....	11
3.1.6. Prijelaz topline .....	12
3.1.7. Proračun bježanja smjese iz cilindra .....	14
3.2. Proračunski podmodeli turbulencije unutar cilindra .....	15
3.2.1. Proračunski podmodel turbulencije K-k .....	19
3.2.2. Proračunski podmodel turbulencije k - $\epsilon$ .....	21
3.2.3. Proračunski podmodel turbulencije K - k - $\epsilon$ .....	23
4. SIMULACIJSKI MODEL MOTORA .....	27
4.1. Elementi modela .....	28
4.1.1. Rubni uvjeti.....	28
4.1.2. Cilindar.....	28
4.1.3. Proračunski modeli izgaranja unutar cilindra motora s unutarnjim izgaranjem .	29
4.1.3.1. Model praćenja plamena – FTM.....	31
4.1.3.2. Kvazidimenzijski model rasta jezgre plamena - QDIM .....	35
5. KORIŠTENJE FTM MODELA IZGARANJA U SIMULACIJI RADA MOTORA.....	41
5.1. Analiza osjetljivosti ulaznih parametara .....	41
5.2. Kalibracija konstanti za odabranih 15 radnih točaka .....	48
5.3. Parametrizacija modela na temelju 15 RT .....	49
5.4. Određivanje minimalnog broja radnih točaka za kalibraciju FTM modela izgaranja	53
6. KORIŠTENJE KVAZIDIMENZIJSKOG MODELA RASTA JEZGRE PLAMENA U SIMULACIJI RADA MOTORA .....	62
6.1. Kalibracija kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena pomoću 15 radnih točaka .....	62
6.2. Određivanje minimalnog broja radnih točaka za kalibraciju kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena.....	66

---

7. USPOREDBA REZULTATA .....	70
8. ZAKLJUČAK.....	72
LITERATURA.....	73

## POPIS SLIKA

Slika 1.	Tlak u cilindru RT 1 .....	4
Slika 2.	Brzina oslobađanja topline RT 1 .....	4
Slika 3.	Srednji indicirani tlak u cilindru4.....	4
Slika 4.	Specifična efektivna potrošnja goriva .....	5
Slika 5.	Vršni tlak u cilindru.....	5
Slika 6.	Težište izgaranja.....	5
Slika 7.	Razmatrani maseni udjeli radne smjese [2].....	7
Slika 8.	Energetska ravnoteža cilindra [2].....	7
Slika 9.	Shematski prikaz otvora ventila [2].....	10
Slika 10.	Shematski prikaz veze koljenastog vratila, klipnjače i klipa [2].....	11
Slika 11.	Shematski prikaz laminarnog i turbulentnog nastrujavanja na objekt [3].....	15
Slika 12.	Plamena fronta (lijevo), vrste ciljanog vrtložnog strujanja u cilindru (desno) [5]	16
Slika 13.	Prikaz simulacije turbulentnog strujanja [6] .....	17
Slika 14.	Reynoldsova dekompozicija brzine strujanja [7] .....	17
Slika 15.	Ilustracija energijskog kaskadnog fenomena [8].....	19
Slika 16.	Ilustracija nastanka makro vrtloga [11].....	25
Slika 17.	Funkcija tumble raspada [11] .....	26
Slika 18.	Simulacijski model motora.....	27
Slika 19.	Osnovni podaci kojima je definiran cilindar .....	28
Slika 20.	Definiranje oblika glave i klipa .....	29
Slika 21.	Faze izgaranja u cilindru [10].....	30
Slika 22.	Geometrija fronte plamena i prostora izgaranja u FTM. Pod a) sferna površina plamena. Pod b) i c) širenje izgorjele zone za razlicit oblik glave motora [12]....	32
Slika 23.	Širenje plamene fronte u FTM [12].....	33
Slika 24.	Površina trokuta (lijevo) i volumen tetraedra (desno) u FTM.....	34
Slika 25.	Dolazak plamena do stijenke u FTM [12].....	35
Slika 26.	Opis geometrije svječice u 0-D pristupu [4] .....	39
Slika 27.	Prikaz ranog rasta jezgre plamena [14] .....	40
Slika 28.	Usporedba tlaka u cilindru u RT5 kod korekcije $C_{ign}$ .....	43
Slika 29.	Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcije $C_{ign}$ .....	43
Slika 30.	Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije $L_{scl}$ .....	44
Slika 31.	Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcije $L_{scl}$ .....	44
Slika 32.	Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije $C_m$ .....	45
Slika 33.	Brzina oslobađanja topline RT 5 korekcija $C_m$ .....	45
Slika 34.	Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije $T_{ff}$ .....	46
Slika 35.	Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcije $T_{ff}$ .....	46
Slika 36.	Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije $T_{fb}$ .....	47
Slika 37.	Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcija $T_{fb}$ .....	47
Slika 38.	Usporedba tlaka u cilindru u RT 1 kod kalibracije $C_{ign}$ i $L_{scl}$ .....	48
Slika 39.	Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 1 kod kalibracije $C_{ign}$ i $L_{scl}$ .....	48
Slika 40.	Usporedba evaluirane i korigirane krivulje konstante zakašnjenja paljenja za 15RT .....	50
Slika 41.	Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i parametrizacije s 15RT	50
Slika 42.	Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i parametrizacije s 15 RT .....	51



Slika 43.	Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i parametrizacije s 15 RT.....	51
Slika 44.	Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i parametrizacije s 15 RT.....	51
Slika 45.	Razlika indiciranog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom s 15 RT.....	52
Slika 46.	Razlika specifične efektivne potrošnje goriva dobivena parametrizacijom s 15 RT .....	52
Slika 47.	Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivena parametrizacijom s 15 RT.....	53
Slika 48.	Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivena parametrizacijom s 15 RT.....	53
Slika 49.	Parametrizirane krivulje na različitim brzinama vrtnje.....	54
Slika 50.	Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min <sup>-1</sup> .....	54
Slika 51.	Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min <sup>-1</sup> .....	55
Slika 52.	Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min <sup>-1</sup> .....	55
Slika 53.	Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min <sup>-1</sup> .....	56
Slika 54.	Razlika indiciranog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na 2000 min <sup>-1</sup>	56
Slika 55.	Razlika specifične efektivne potrošnje goriva dobivene parametrizacijom na 2000 min <sup>-1</sup> .....	57
Slika 56.	Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na 2000 min <sup>-1</sup> .....	57
Slika 57.	Razlika težišta izgaranja dobivenog parametrizacijom na 2000 min <sup>-1</sup> .....	57
Slika 58.	Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min <sup>-1</sup> .....	58
Slika 59.	Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min <sup>-1</sup> .....	58
Slika 60.	Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min <sup>-1</sup> .....	59
Slika 61.	Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min <sup>-1</sup> .....	59
Slika 62.	Razlika indiciranog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na 3000 min <sup>-1</sup>	60
Slika 63.	Razlika specifične efektivne potrošnje goriva dobivene parametrizacijom na 3000 min <sup>-1</sup> .....	60
Slika 64.	Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na 3000 min <sup>-1</sup> .....	60
Slika 65.	Razlika težišta izgaranja dobivenog parametrizacijom na 3000 min <sup>-1</sup> .....	61
Slika 66.	Početa usporedba zakašnjenja paljenja FTM i QDIM modela.....	62
Slika 67.	Kalibrirano zakašnjenje paljenja QDIM modela u odnosu na FTM model.....	63
Slika 68.	Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s $r=5,5$ mm.....	63
Slika 69.	Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i dobivene QDIM modelom s $r=5,5$ mm.....	64
Slika 70.	Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s $r=5,5$ mm.....	64
Slika 71.	Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s $r=5,5$ mm.....	65
Slika 72.	Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s.....	65
Slika 73.	Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke između FTM modela i QDIM modela na 2000 min <sup>-1</sup> .....	66
Slika 74.	Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke između FTM modela i QDIM modela na 3000 min <sup>-1</sup> .....	66
Slika 75.	Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke između FTM modela i QDIM modela na 5000 min <sup>-1</sup> .....	67
Slika 76.	Usporedba srednjeg indiciranog tlaka za sva 3 slučaja QDIM kalibracije.....	68

---

Slika 77.	Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva za sva 3 slučaja QDIM kalibracije .....	68
Slika 78.	Usporedba vršnog tlaka u cilindru za sva 3 slučaja QDIM kalibracije .....	68
Slika 79.	Usporedba težišta izgaranja za sva 3 slučaja QDIM kalibracije .....	69
Slika 80.	Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM .....	70
Slika 81.	Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM.....	70
Slika 82.	Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM .....	71
Slika 83.	Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM .....	71

**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Podaci o motoru [1] .....	2
Tablica 2. Radne točke korištene kod kalibracije.....	3
Tablica 3. Početne vrijednosti $c_{ign}$ .....	42
Tablica 4. Vrijednosti kalibriranih parametara za 15 RT .....	49
Tablica 5. Srednja pogreška rezultata u razmatranim radnim točkama .....	69

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$AF_{cp}$	-	Omjer zraka i goriva u produktima izgaranja
$A_{eff}$	$m^2$	Efektivna površina otvora
$A_i$	$m^2$	Ukupna površina stijenki prostora izgaranja
$C_{ign}$	-	Konstanta zakašnjenja paljenja
$C_m$	-	Podesiva konstanta za izračun turbulentne brzine širenja plamena
$c$	m/s	Srednja brzina klipa
$D$	m	Promjer cilindra
$dm_{in}$	-	Diferencijalna masa koja ulazi u cilindar
$dm_{ex}$	-	Diferencijalna masa koja izlazi iz cilindra
$e$	m	Zamak osi klipa u odnosu na vertikalnu os koljenastog vratila
$E_{bd}$	J	Energija proboja
$f$	-	Fracija topline isparavanja smjese u cilindru
$h_{in}$	J/kg	Entalpija mase koja ulazi u cilindar
$h_{ex}$	J/kg	Entalpija mase koja izlazi iz cilindra
$K$	$m^2/s^2$	Kinetička energija glavnog strujanja
$k$	$m^2/s^2$	Turbulentna kinetička energija
$l$	m	Duljina klipnjače
$L_p$	H	Primarna induktivnost
$L_s$	H	Sekundarna induktivnost
$L_{scl}$	m	Integralna duljina vrtloga
$l_{spk}$	m	Duljina iskre
$m_c$	kg	Masa u cilindru
$m_{ev}$	kg	Masa frakcije goriva koja isparava
$P_{0l}$	Pa	Uzvodni stagnacijski tlak
$p_c$	Pa	Tlak u cilindru
$P_{c,l}$	Pa	Tlak u cilindru kod zatvaranja usisnog ventila
$P$	$kg/m^3$	Produkcija turbulentne kinetičke energije

---

$P_{c,o}$	Pa	Tlak u cilindru gonjenog motora
$R_0$	J/kg	Plinska konstanta
$r_{ko}$	m	Radijus koljenastog vratila
$r$	m	Kritični radijus jezgre plamena
$s$	m	Udaljenost klipa od GMT
$S_L$	-	Laminarna brzina plamena
$S_T$	-	Turbulentna brzina plamena
$T_L$	K	Temperatura košuljice
$T_{wi}$	K	Temperatura stijenke
$T_{L,TDC}$	K	Temperatura košuljice u GMT
$T_{L,BDC}$	K	Temperatura košuljice u DMT
$T_{c,1}$	K	Temperatura u cilindru kod zatvaranja usisnog ventila
$T_{BZ}$	K	Temperatura izgorjele zone
$T_k$	K	Temperatura jezgre plamena
$T_{ff}$	-	Turbulence factor forward
$T_{fb}$	-	Turbulence factor backward
$U$	m/s	Srednja brzina strujanja
$u'$	-	Intenzitet turbulencije
$u$	J/kg	Specifična unutarnja energija
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen cilindra
$v_d$	m	Pomak po cilindru
$V_{bd}$	V	Napon između elektroda svjećice
$w_{air}$	-	Maseni udio zraka
$w_{FV}$	-	Maseni udio para goriva
$w_{cp}$	-	Maseni udio produkata izgaranja
$w_{FB}$	-	Maseni udio izgorenog goriva
$\Delta\alpha$	°KV	Zakašnjenje paljenja
$\rho_{ev}$	J/kg	Toplina isparavanja goriva
$\mu_G$	-	Koeficijent strujanja
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Gustoća fluida
$\nu$	-	Turbulentna viskoznost
$\delta$	m	Veličina zazora kroz koji curi smjesa

<i>RT</i>	-	Radna točka
<i>IMEP</i>	Pa	Srednji indicirani tlak
<i>QDIM</i>	-	Kvazidimenzijski model rasta jezgre plamena
<i>FTM</i>	-	Model praćenja plamena
<i>ROHR</i>	J/deg	Brzina oslobađanja topline
<i>ISFC</i>	g/kWh	Specifična efektivna potrošnja goriva
<i>CA50</i>	deg	Težište izgaranja
<i>GMT</i>	-	Gornja mrtva točka
<i>DMT</i>	-	Donja mrtva točka

## **SAŽETAK**

U ovom radu analizirane su mogućnosti kalibracije modela izgaranja uz korištenje što manje radnih točaka da bi se dobilo dobro poklapanje rezultata simulacije s eksperimentalnim rezultatima u cijelom radnom području motora. Motor korišten u simulaciji je četverotaktni Otto motor proizvođača Fiat za koji su u laboratoriju izmjereni podaci u 162 radne točke. Simulacije rada motora provedene su u programskom paketu AVL Boost<sup>TM</sup>. Kalibracija je provedena za model praćenja plamena FTM i kvazidimenzijski model rasta jezgre plamena. Nakon postavljanja ulaznih parametara modela na početne vrijednosti prvo je provedena analiza osjetljivosti pojedinih parametara, a onda je na temelju tih rezultata provedena kalibracija modela na 15 odabranih radnih točaka. Tako kalibriranim modelima provedena je analiza za cijelo radno područje motora te su rezultati uspoređeni s eksperimentalnima. Zatim je određen minimalan broj radnih točaka za kalibraciju modela izgaranja i kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena.

Ključne riječi: motor s unutarnjim izgaranjem, model praćenja plamena FTM, kvazidimenzijski model rasta jezgre plamena QDIM, AVL Boost<sup>TM</sup>, kalibracija

## **SUMMARY**

In this thesis, the possibility of calibration of combustion model is analysed with the use of fewer operating points in order to obtain a good match between results of simulation with experimental results in whole working space of engine. The engine used in simulation is a four-stroke Otto engine of Fiat manufacturer for which data in laboratory were measured in 162 operating points. Simulation of engine operation was carried out in program AVL Boost<sup>TM</sup>. Calibration was performed for flame tracking model FTM and quasi-dimensional model of growth kernel flame QDIM. After setting the input parameters of model to initial values, sensitivity analysis of individual parameters was first performed and then based on these results calibration model was performed on 15 selected operating points. So calibrated models performed an analysis for entire engine operating range and results were compared with experimental. Minimum number of operating points were specified for calibration of combustion model and quasi-dimensional model of growth kernel flame.

Key words: internal combustion engine, flame tracking model FTM, quasi-dimensional model of growth kernel flame QDIM, AVL Boost<sup>TM</sup>, calibration



## 1. UVOD

Motori s unutarnjim izgaranjem koriste se već dugi niz godina. Primjenjuju se u automobilima, zrakoplovima, lokomotivama, radnim strojevima, brodovima, itd. Osim u vozilima često se primjenjuju kao pogonski uređaji agregata za struju, u kosilicama, motornim pilama, itd.

Budući da je njihova primjena danas vrlo široka, i njihov utjecaj na ljude i okolinu vrlo je bitan. Što su motori napredniji postoji i sve više normi i zahtjeva koje moraju zadovoljiti da bi bili u primjeni. Bez obzira na nove vrste pogona, motori s unutarnjim izgaranjem ostat će još dugo razdoblje u najširoj primjeni pa postoji velika potreba za daljnjim razvojem i usavršavanjem. Obzirom na njihov broj, globalno su veliki zagađivači okoliša te razvoj ide u smjeru smanjenja potrošnje goriva i ispuštanja štetnih emisija u ispušnim plinovima.

Razvoj motora kroz povijest pretežito se temeljio na izradi prototipova koji su bili korišteni za eksperimentalna mjerenja u laboratoriju. Taj proces je poprilično skup i dugotrajan te se proizvođači automobila razvojem računala i računalnih simulacijskih programa okreću tim mogućnostima te na taj način nalaze uštede u vremenu i novcu. Numeričke simulacije u području motora s unutarnjim izgaranjem mogu se prema stupnju složenosti podijeliti [4]:

- simulacijski modeli temeljeni na metodi konačnih volumena CFD
- simulacijski modeli radnog ciklusa temeljeni na 1-D/0-D pristupu
- simulacijski modeli u stvarnom vremenu, Real Time modeli.

U ovom radu analizirat će se mogućnost modela praćenja plamena FTM uz primjenu novog  $K - k - \epsilon$  modela turbulencije da točno opisuje stanje u cilindru motora. Zbog poštivanja sve strožih ekoloških normi i smanjenja potrošnje goriva samo izgaranje u cilindru je od velike važnosti. Obzirom da postoji velik broj parametara kojima se definiraju uvjeti u cilindru tokom izgaranja istražiti će se utjecaj pojedinih parametara i pronaći minimalni broj parametara da bi se model izgaranja ispravno kalibrirao.

## 2. OPIS MOTORA I PREGLED EKSPERIMENTALNIH REZULTATA

Motor koji je korišten za simulacije modela izgaranja u ovom radu je Otto motor proizvođača Fiat čiji su osnovni podaci prikazani u Tablica 1.

**Tablica 1. Podaci o motoru [1]**

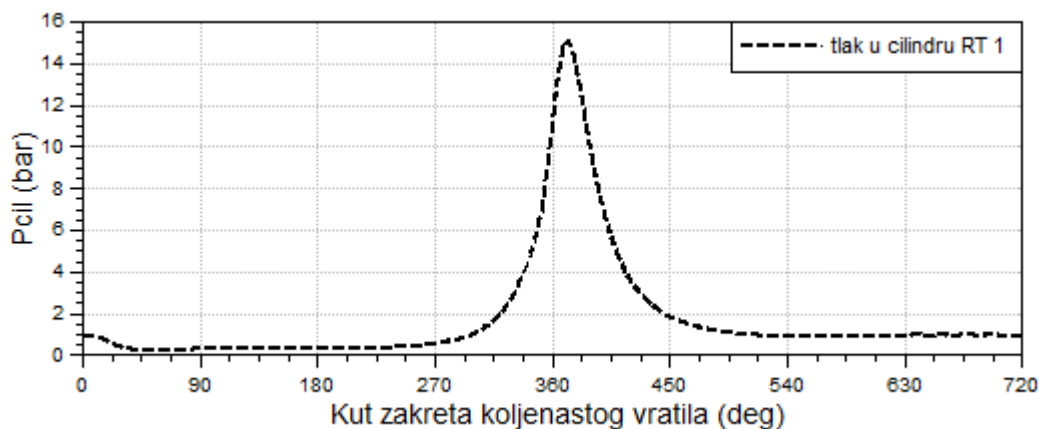
konstrukcija	četverotaktni četverocilindarski Otto motor
hod klipa	84 mm
promjer klipa	72 mm
kompresijski omjer	11
radni volumen	1368 cm <sup>3</sup>
razvod	DOHC
broj ventila po cilindru	2
maksimalna efektivna snaga	57 kW na 6000 min <sup>-1</sup>
maksimalni moment	115 Nm na 3250 min <sup>-1</sup>

Na tom motoru su eksperimentalno određeni podaci u 162 radne točke kojima je pokriveno cijelo radno područje motora. Da bi se bilo lakše snaći u podacima svakoj radnoj točki je dodjeljen njezin ID. Na taj način dobivena je poveznica sa promatranim radnim točkama tokom analize rezultata, a ti ID brojevi se kreću od 468 kojim je označena radna točka s najnižim opterećenjem pri 1000 min<sup>-1</sup> do 632 kojim je označena radna točka s maksimalnim opterećenjem pri 6000 min<sup>-1</sup>. Od dostupnih podataka u ovom su radu za usporedbu rezultata korišteni srednji indicirani tlak u cilindru, brzina oslobađanja topline, specifična efektivna potrošnja goriva, vršni tlak u cilindru i težište izgaranja u cilindru. Kod kalibracije modela izgaranja u simulacijskom paketu AVL Boost<sup>TM</sup> korišteno je 15 radnih točaka te je u tablici 2 prikazano koje su točke korištene i kako su označene zbog jednostavnijeg snalaženja.

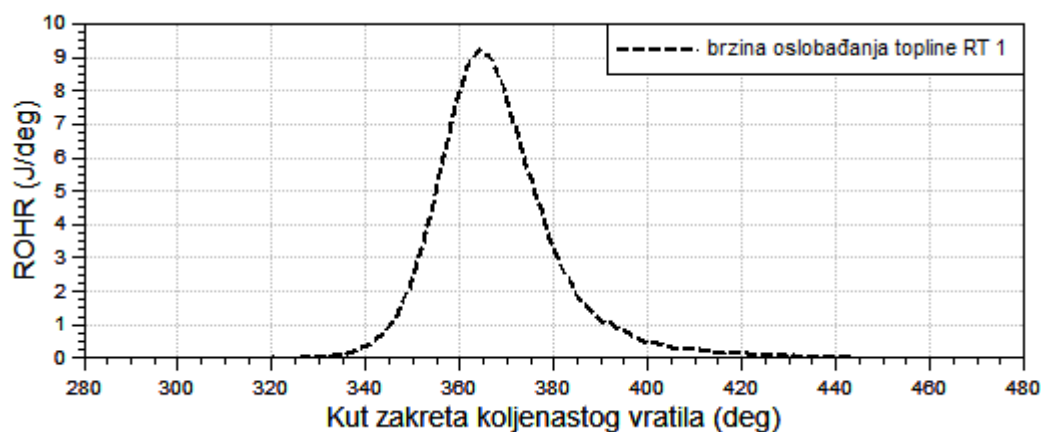
**Tablica 2. Radne točke korištene kod kalibracije**

oznaka	ID	brzina vrtnje motora	BMEP
RT 1	496	2000 min <sup>-1</sup>	1 bar
RT 2	498	2000 min <sup>-1</sup>	2 bara
RT 3	502	2000 min <sup>-1</sup>	4 bara
RT 4	504	2000 min <sup>-1</sup>	6 bara
RT 5	508	2000 min <sup>-1</sup>	8,89 bara
RT 6	532	3000 min <sup>-1</sup>	1 bar
RT 7	534	3000 min <sup>-1</sup>	2 bara
RT 8	538	3000 min <sup>-1</sup>	4 bara
RT 9	540	3000 min <sup>-1</sup>	6 bara
RT 10	545	3000 min <sup>-1</sup>	9,86 bara
RT 11	592	5000 min <sup>-1</sup>	1 bar
RT 12	594	5000 min <sup>-1</sup>	2 bara
RT 13	598	5000 min <sup>-1</sup>	4 bara
RT 14	600	5000 min <sup>-1</sup>	6 bara
RT 15	604	5000 min <sup>-1</sup>	8,67 bara

Na Slika 1 i Slika 2 su dijagramima prikazani eksperimentalno dobiveni podaci za tlak u cilindru i brzinu oslobađanja topline za RT 1.

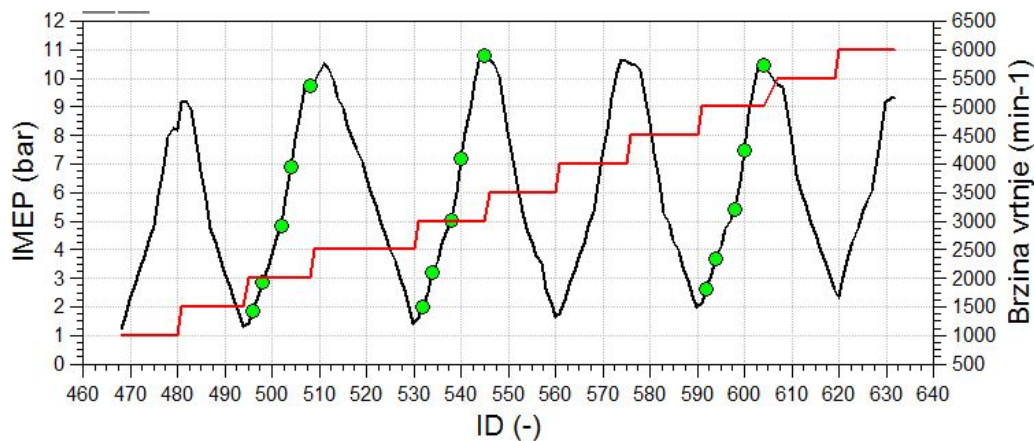


Slika 1. Tlak u cilindru RT 1

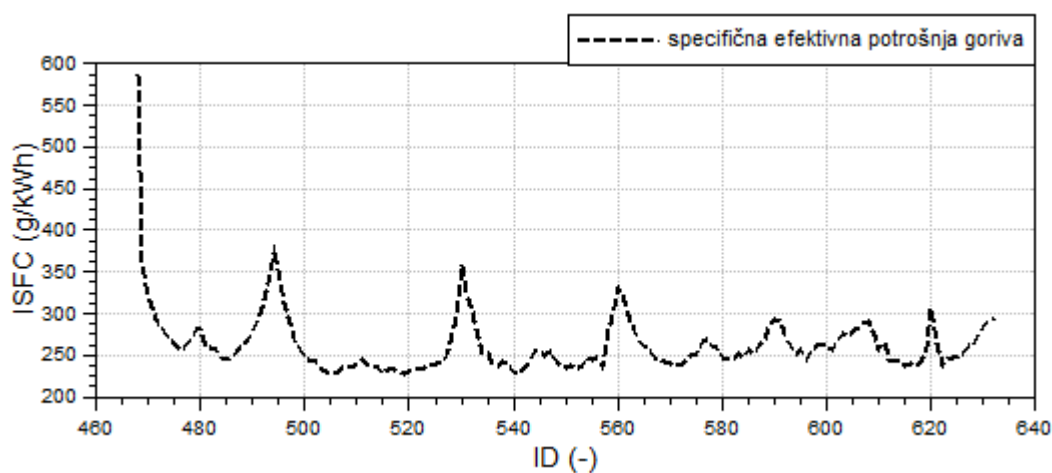


Slika 2. Brzina oslobađanja topline RT 1

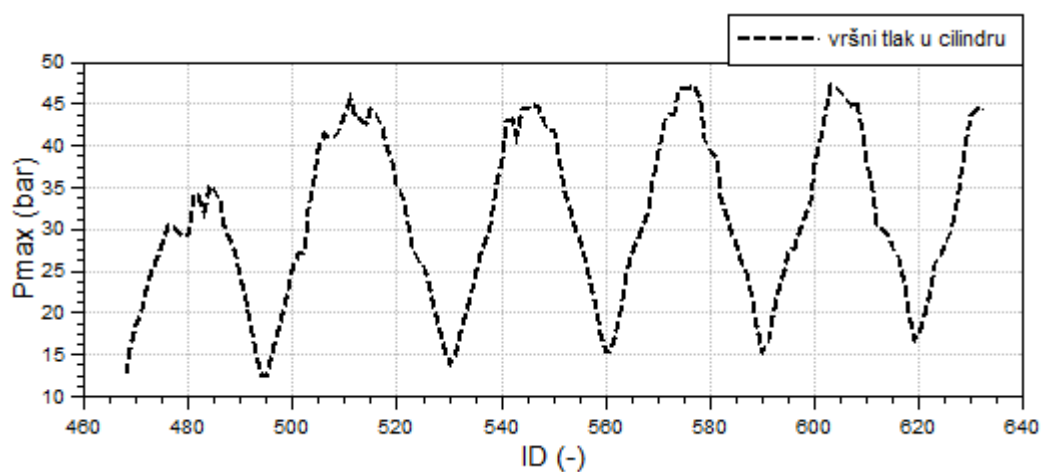
Na Slika 3, Slika 4, Slika 5, Slika 6 su dijagramima prikazani podaci za indicirani tlak u cilindru, specifičnu efektivnu potrošnju goriva, vršni tlak u cilindru, težište izgaranja, protok zraka te omjer goriva i zraka za cijelo radno područje motora.



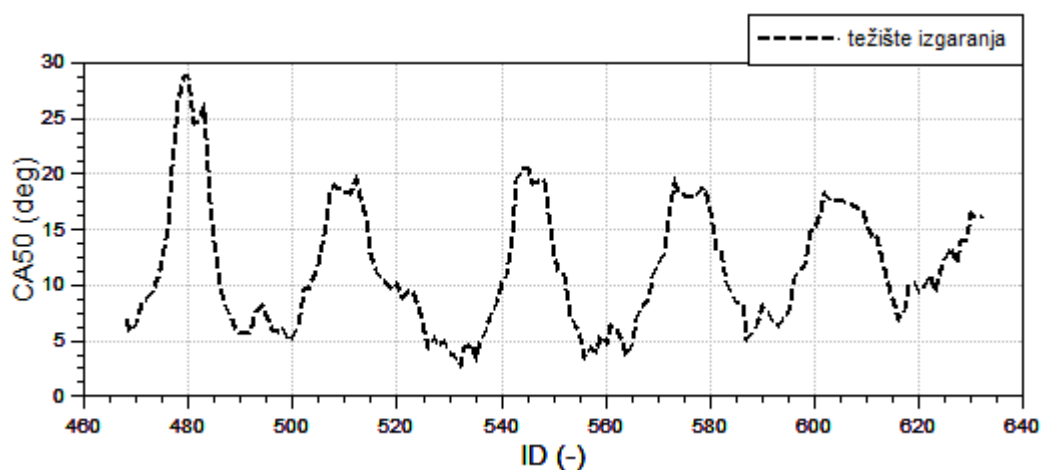
Slika 3. Srednji indicirani tlak u cilindru4



Slika 4. Specifična efektivna potrošnja goriva



Slika 5. Vršni tlak u cilindru



Slika 6. Težište izgaranja

### 3. TEORIJSKE OSNOVE MODELIRANJA U PROGRAMSKOM PAKETU AVL BOOST™

Simulacijski alat AVL BOOST™ koristi se za simulacije rada motora s unutarnjim izgaranjem.

Simulira se rad svih vrsta motora, od malih za motocikle do velikih brodskih motora. Obzirom na mogućnost podešavanja većeg broja parametara koji opisuju atmosferske uvjete u kojima se motor može nalaziti moguće je predvidjeti ponašanje motora na višim nadmorskim visinama, što je vrlo bitno kod avionskih motora, ili pak pri vrlo visokim ili niskim temperaturama ako je motor namijenjen za rad u područjima s ekstremnom klimom. Kako bi se uspješno razumjeli modeli turbulencije i izgaranja u cilindru potrebno je prvo razumjeti teorijske osnove modeliranja radnog ciklusa motora te osnovne fizikalne veličine.

#### 3.1. Modeliranje osnovnih fizikalnih veličina

##### 3.1.1. Maseni udjeli radne smjese

Maseni udio zraka računa se prema:

$$w_{air} = 1 - w_{FV} - w_{CP} \quad (1)$$

$w_{air}$  maseni udio zraka (Air=zrak) (-),

$w_{FV}$  maseni udio para goriva (Fuel Vapour=para goriva) (-),

$w_{CP}$  maseni udio produkata izgaranja (Combustion Products=produkti izgaranja) (-).

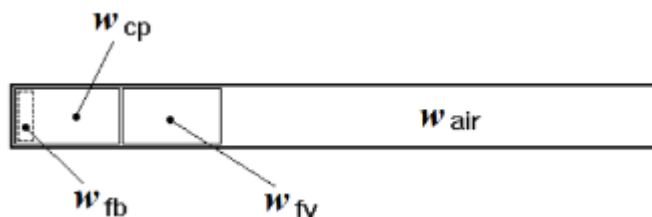
Omjer zraka i goriva u produktima izgaranja se računa prema:

$$AF_{CP} = \frac{w_{CP} - w_{FB}}{w_{FB}} \quad (2)$$

$AF_{CP}$  omjer zraka i goriva u produktima izgaranja (-),

$w_{FB}$  maseni udio izgorjenog goriva (Burned Fuel = izgorjelo gorivo) (-).

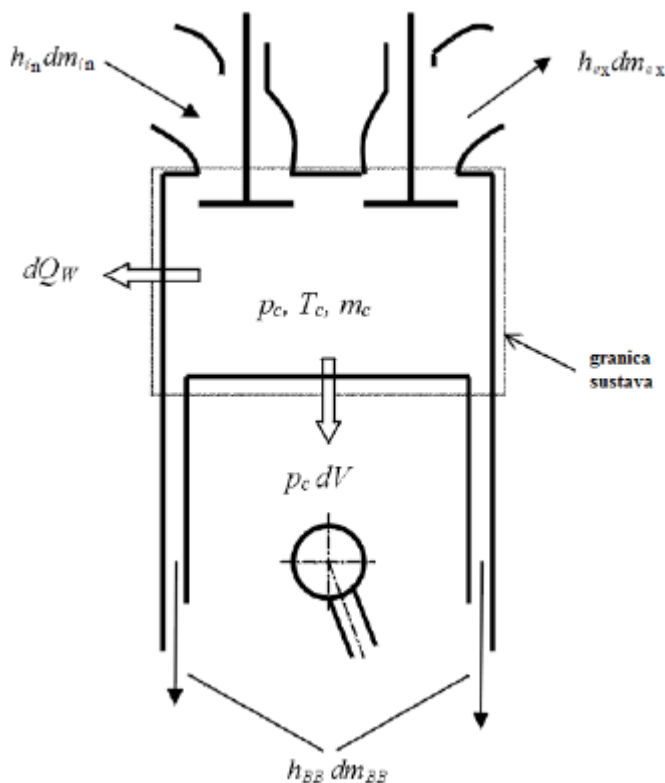
Na Slika 7 su shematski prikazani razmatrani udjeli masa radne smjese.



Slika 7. Razmatrani maseni udjeli radne smjese [2]

### 3.1.2. Termodinamičko stanje u cilindru

Računanje termodinamičkog stanja u cilindru temelji se na prvom zakonu termodinamike prema Slika 8 .



Slika 8. Energetska ravnoteža cilindra [2]

Energetska ravnoteža cilindra postavlja se kao:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_{in}}{d\alpha} \cdot h_m - \sum \frac{dm_{ex}}{d\alpha} \cdot h_{ex} - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (3)$$

Varijacija mase u cilindru može se računati prema sumi masa koje ulaze i izlaze iz cilindra:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_{in}}{d\alpha} - \sum \frac{dm_{ex}}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt}, \quad (4)$$

pri čemu je:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} \quad \text{promjena unutarnje energije u cilindru,}$$

$$-P_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} \quad \text{rad klipa,}$$

$$\frac{dQ_F}{d\alpha} \quad \text{unos energije goriva,}$$

$$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} \quad \text{tok entalpije uslijed prolaska smjese iz cilindra između klipa i stijenke cilindra,}$$

$m_c$  ukupna masa u cilindru (kg),

$u$  specifična unutarnja energija (J/kg),

$P_c$  tlak unutar cilindra (Pa),

$V$  volumen cilindra (m<sup>3</sup>),

$Q_F$  energija goriva (J),

$Q_V$  gubitak energije uslijed prelaska topline u cilindru (J),

$\alpha$  kut koljenastog vratila (°KV),

$h_{BB}$  entalpija smjese koja prolazi između klipa i stijenke cilindra (J/kg),

$\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$  maseni protok smjese koja prolazi između klipa i stijenke cilindra,

$dm_{in}$  diferencijalna masa koja ulazi u cilindar,

$dm_{ex}$  diferencijalna masa koja izlazi iz cilindra,

$h_{in}$  entalpija mase koja ulazi u cilindar (J/kg),

$h_{ex}$  entalpija mase koja izlazi iz cilindra (J/kg),

$q_{ev}$  toplina isparavanja goriva (J/kg),

$f$  frakcija topline isparavanja smjese u cilindru (J/kg),

$m_{ev}$  masa frakcije goriva koje isparava (kg).



Prvi zakon termodinamike za visokotlačni ciklus tvrdi da je promjena unutarnje energije u cilindru jednaka sumi rada tlaka, unosu energije goriva, gubitku energije uslijed prelaska topline na stijenku cilindra i toku entalpije uslijed prolaska smjese i cilindra između klipa i stijenke cilindra [2].

Jednadžba (3) vrijedi za motore s unutarnjom i vanjskom pripremom radne smjese. Ipak, uvjeti koji uzimaju u obzir promjenu sastava plinova uslijed izgaranja su drugačiji za unutarnju i vanjsku pripremu radne smjese.

Za unutarnju pripremu prepostavlja se da:

- gorivo dodano u smjesu cilindra trenutno se pali,
- produkti izgaranja miješaju se trenutno s ostatkom smjese cilindra i formira se jedinstvena smjesa,
- kao posljedica, omjer zraka i goriva (A/F ratio) punjenja cilindra smanjuje se kontinuirano od visoke vrijednosti na početku izgaranja do konačne vrijednosti na kraju izgaranja.

Za vanjsku pripremu se prepostavlja da:

- mješavina je homogena pri početku izgaranja,
- kao posljedica, omjer zraka i goriva (A/F ratio) je konstantan tokom izgaranja,
- izgorjeli i neizgorjeli dio punjenja cilindra imaju jednak tlak i temperaturu iako je sastav drugačiji.

Zajedno s jednadžbom stanja plina:

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_0 \cdot T_c \quad (5)$$

koja povezuje tlak, temperaturu i gustoću. Jednadžba za temperaturu u cilindru može se riješiti korištenjem Runge-Kutta metode. Jednom kad je temperatura u cilindru poznata, tlak u cilindru može se dobiti rješavanjem jednadžbe stanja plina (5) [2].

### **3.1.3. Izmjena smjese u cilindru kroz otvore ventila**

Brzina strujanja mase kroz usisni i ispušni ventil se računa prema jednadžbama za izentropsko strujanje kroz otvor uzimajući u obzir efikasnost koja se određuje ispitivanjem strujanja stalnog stanja.

Brzina protoka mase kroz otvor se računa prema:

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{01}}} \cdot \psi, \quad (6)$$

$\frac{dm}{dt}$  maseni protok (kg/s),

$A_{eff}$  efektivna površina otvora (m<sup>2</sup>),

$p_{01}$  uzvodni stagnacijski tlak (Pa),

$T_{01}$  uzvodna stagnacijska temperatura (K),

$R_0$  plinska konstanta (J/kgK).

Oblikom jednadžbe za parametar  $\psi$  se definira nadzvučno ili podzvučno strujanje.

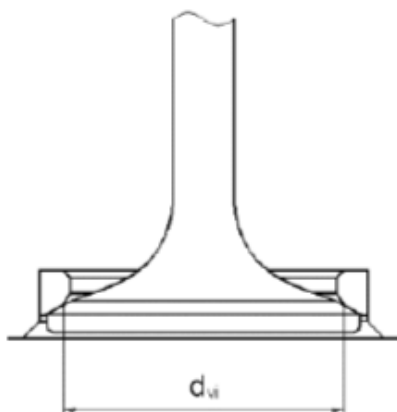
Efektivna površina otvora se računa uzimajući u obzir izmjerene koeficijente strujanja kroz otvor:

$$A_{eff} = \mu\sigma \cdot \frac{d_{vi}^2 \cdot \pi}{4}, \quad (7)$$

$\mu\sigma$  koeficijent strujanja kroz otvor (-),

$d_{vi}$  unutarnji promjer sjedišta ventila (referentni promjer) (m).

Shematski prikaz otvora ventila je prikazan Slika 9 .



**Slika 9. Shematski prikaz otvora ventila [2]**

Koeficijent protoka varira s podizanjem ventila i određuje se ispitivanjem strujanja stalnog stanja kroz otvor te predstavlja omjer stvarno izmjerene brzine strujanja mase

kod određene razlike u tlaku i teorijske izentropske brzine strujanja mase za iste granične uvjete [2].

### 3.1.4. Model ispiranja cilindra

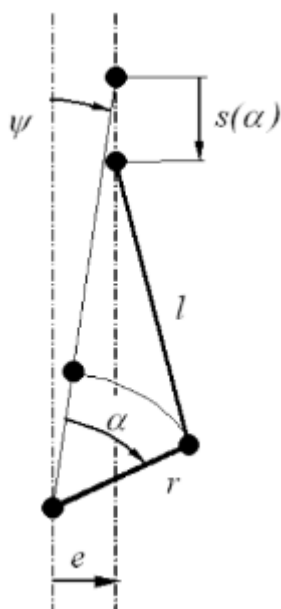
U radu je korišten model savršenog miješanja koji se uobičajeno koristi u analizi četverotaktnih motora. U modelu savršenog miješanja pretpostavlja se da je sastav plinova u cilindru jednak sastavu ispušnih plinova te da je količina energije plinova u cilindru jednaka srednjoj količini energije ispušnih plinova. U ovom slučaju promjena čistoće zraka u odnosu na zakret koljenastog vratila se računa prema formuli:

$$\frac{dR}{d\alpha} = \frac{1}{m_c} \cdot (1-R) \cdot \frac{dm_i}{d\alpha}, \quad (8)$$

gdje je  $R$  (-) čistoća zraka.

### 3.1.5. Gibanje klipa

Za standardni oblik konstrukcije koljenasto vratilo - klipnjača - klip, gibanje klipa kao funkcija zakreta koljenastog vratila se može opisati prema Slika 10. [2]



Slika 10. Shematski prikaz veze koljenastog vratila, klipnjače i klipa [2]

$$s = (r + l) \cdot \cos \psi - r \cdot \cos(\psi + \alpha) - l \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{r}{l} \cdot \sin(\psi + \alpha) - \frac{r}{l} \right)^2}, \quad (9)$$

$$\psi = \arcsin\left(\frac{e}{r+l}\right), \quad (10)$$

- $s$  udaljenost klipa od gornje mrtve točke GMT (m),  
 $r$  radijus radilice (m),  
 $l$  duljina klipnjače (m),  
 $\psi$  zakret koljenastog vratila između vertikalne osi kroz središte radilice i gornje mrtve točke (°KV),  
 $e$  zamak osi klipa u odnosu na vertikalnu os koljenastog vratila (m),  
 $a$  zakret koljenastog vratila relativan u odnosu na gornju mrtvu točku (°KV).

### 3.1.6. Prijelaz topline

#### Prijelaz topline u cilindru

Prijelaz topline u cilindru obuhvaća prijenos topline na stijenke cilindra, tj. košuljicu cilindra, glavu cilindra i klip, a računa se prema formuli:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}), \quad (11)$$

- $Q_{wi}$  toplina prenesena na stijenke cilindra (J),  
 $A_i$  ukupna površina stijenki prostora izgaranja (m<sup>2</sup>),  
 $\alpha_w$  koeficijent prijelaza topline (W/m<sup>2</sup> K),  
 $T_c$  temperatura plinova u cilindru (K),  
 $T_{wi}$  temperatura stijenki (K).

Varijacija temperature po uzdužnoj osi cilindra tj. od gornje mrtve točke do donje se uzima u obzir prema formulama:

$$T_L = T_{L,TDC} \cdot \frac{1 - e^{-cx}}{x \cdot c}, \quad (12)$$

$$c = \ln\left(\frac{T_{L,TDC}}{T_{L,BDC}}\right), \quad (13)$$

- $T_L$  temperatura košuljice (K),

$T_{L,TDC}$  temperatura košuljice u gornjoj mrtvoj točki (K),

$T_{L,BDC}$  temperatura košuljice u donjoj mrtvoj točki (K),

$x$  relativan hod (stvarna pozicija klipa u odnosu na potpuni hod klipa) (m).

U simulacijskom programu AVL BOOST<sup>TM</sup> korišten je Woschni 1978 model za izračun koeficijenta prijelaza topline prema formuli [2]:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left[ C_1 \cdot C_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,0}) \right]^{0.8}, \quad (14)$$

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot c_u / c_m,$$

$$C_2 = 0,00324 \quad \text{za motore s izravnim ubrizgavanjem,}$$

$$C_2 = 0,00622 \quad \text{za motore s neizravnim ubrizgavanjem,}$$

$D$  promjer cilindra (m),

$c_m$  srednja brzina klipa (m/s),

$c_u$  obodna brzina (m/s),

$V_D$  pomak po cilindru,

$p_{c,0}$  tlak u cilindru gonjenog motora (bar),

$T_{c,1}$  temperatura u cilindru kod zatvaranja usisnog ventila (K),

$p_{c,1}$  tlak u cilindru kod zatvaranja usisnog ventila (bar).

### Prijelaz topline na otvorima ventila

Tokom procesa izmjene plinova u cilindru nužno je uzeti u obzir i prijelaz topline na usisnim i ispušnim ventilima. Simulacijski alat AVL BOOST<sup>TM</sup> koristi Zapf modificirani model prijelaza prema sljedećoj formuli:

$$T_d = (T_u - T_w) \cdot e^{\left( -A_w \cdot \frac{\alpha_p}{m \cdot c_p} \right)} + T_w \quad (15)$$

$\alpha_p$  koeficijent prijelaza topline na otvorima (W/m<sup>2</sup>K),

$T_d$  nizvodna temperatura (K),

$T_u$  uzvodna temperatura (K),

- $T_w$  temperatura stijenke otvora (K),  
 $A_w$  površina otvora (m<sup>2</sup>),  
 $m$  maseni protok (kg/s),  
 $c_p$  specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku (J/kgK).

Oblikom jednadžbe za koeficijent prijelaza topline  $\alpha_p$  definira se mjesto prijelaza topline tj. ispušni ili usisni ventil [2].

### 3.1.7. Proračun bježanja smjese iz cilindra

Silumacijski alat AVL BOOST<sup>TM</sup> razmatra bježanje smjese iz cilindra između klipa i stijenke cilindra uzimajući u obzir efektivnu površinu kroz koje smjesa curi i srednji tlak u karteru. Brzina strujanja mase koja curi iz cilindra se računa prema jednadžbi (6) za koju se efektivna površina strujanja računa prema jednadžbi:

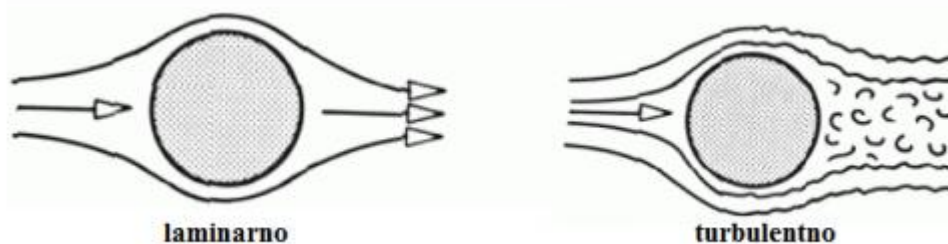
$$A_{eff} = D \cdot \pi \cdot \delta, \quad (16)$$

- $A_{eff}$  efektivna površina strujanja (m<sup>2</sup>),  
 $d$  promjer cilindra (m),  
 $\delta$  veličina zazora kroz koji smjesa curi (m).

Ako je tlak u cilindru veći od srednjeg tlaka u karteru, tlak i temperatura u cilindru predstavljaju uzvodni stagnacijski tlak i temperaturu. Srednji tlak u karteru predstavlja nizvodni statički tlak. Svojstva plina uzeta su prema stanju u cilindru. Plin koji bježi iz cilindra ima isti sadržaj energije kao i plinovi u cilindru. Ako je tlak u cilindru niži od srednjeg tlaka u karteru, tlak u karteru predstavlja uzvodni stagnacijski tlak, a tlak u cilindru predstavlja nizvodni statički tlak. Uzvodna stagnacijska temperatura je jednaka temperaturi na površini klipa. Sastav plinova je jednak sastavu plinova koji su napustili cilindar trenutak prije nego je započeo obrnuti tok u cilindar [2].

### 3.2. Proračunski podmodeli turbulencije unutar cilindra

Sva strujanja koja se događaju u prirodi mogu se podijeliti na laminarna i turbulentna strujanja, a shematski su prikazana na Slika 11. Na laminarno strujanje utječe oblik i dimenzija elementa na koji fluid nastrujava dok na turbulentno strujanje utječe i gibanje novostvorenih vrtloga [3].



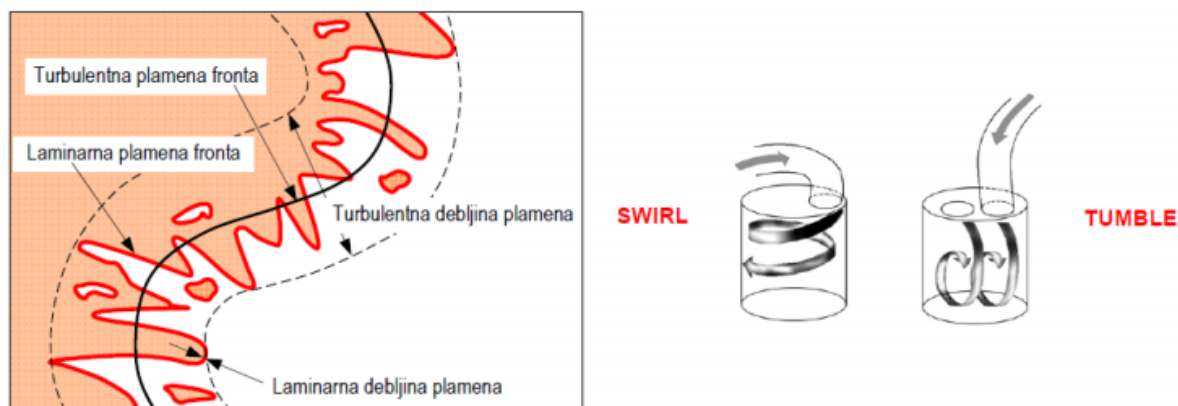
Slika 11. Shematski prikaz laminarnog i turbulentnog nastrujavanja na objekt [3]

Turbulentno strujanje ili turbulencija je veoma kompleksna fizikalna pojava koja se događa kad je Reynoldsov broj ( $Re=UL/v$ , gdje su  $U$  (m/s) i  $L$  (m) karakteristike brzine i duljine strujanja srednjeg toka, a  $v$  kinematička viskoznost fluida (Pa·s)) iznad kritične vrijednosti.

Skoro sva strujanja koja se događaju u inženjerskoj praksi su turbulentna: strujanja oko vozila, brodova, aviona, zgrada, mostova pa tako i u motorima s unutarnjim izgaranjem. Ponašanje turbulentnog strujanja je nasumično i kaotično, a gibanje čestica fluida postaje nemirno čak i za konstantne granične uvjete. Brzina i ostale značajke strujanja variraju nasumično i kaotično [4].

Poznato je da je izgaranje u Ottovom motoru uvelike ovisno o rasprostiranju plamena u cilindru i njegovom površinom (frontom) koja je shematski prikazana na Slika 12 lijevo. Na površinu plamene fronte se može utjecati oblikom prostora izgaranja i položajem svjećice, ali veliki utjecaj imaju i nabori na plamenoj fronti. Nabori na plamenoj fronti ovise o vrtloženju u cilindru koje se u ograničenoj mjeri može kontrolirati ciljanim vrtložnim strujanjem oko uzdužne i poprečne osi cilindra (swirl i tumble). Dodatna prednost ciljanog vrtložnog strujanja je kontrola sastava smjese, dodatni prijenos momenta, topline i mase. Razina turbulencije u cilindru je često određena intenzitetom

turbulencije. Razina turbulencije je ovisna o brzini vrtnje motora, trenutku otvaranja ventila, kompresijskom omjeru te procesima izgaranja [4, 5].



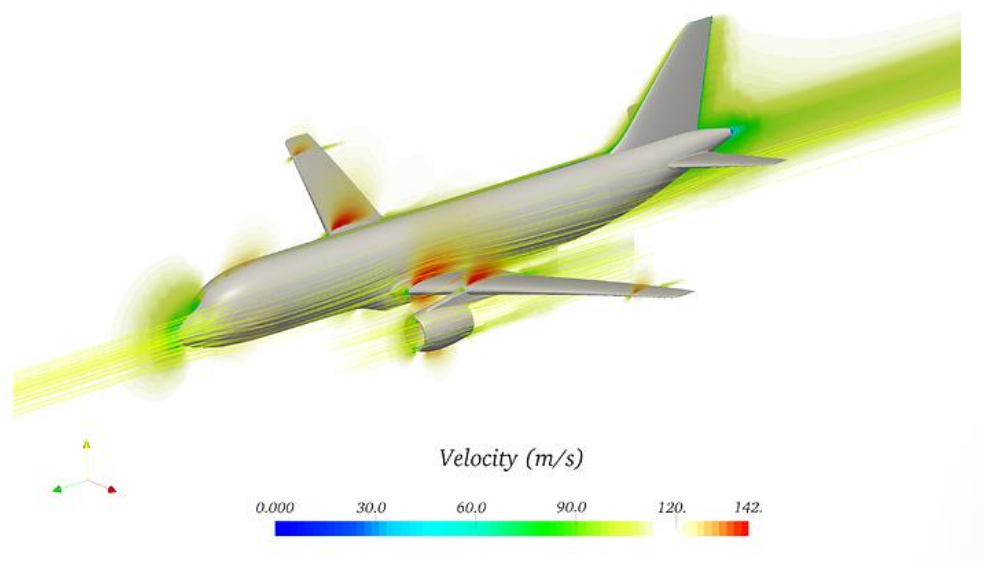
**Slika 12. Plamena fronta (lijevo), vrste ciljanog vrtložnog strujanja u cilindru (desno) [5]**

Kako vrtlozi u cilindru stvaraju nabore na fronti plamena, tako i povećavaju njezinu površinu što rezultira ubrzavanjem zagrijavanja plinova u cilindru. To znači i brže oslobađanje topline u cilindru, tj. pretvaranje kemijske energije u toplinsku. Kako s porastom brzine vrtnje motora jačaju vrtloženja u cilindru tako se ubrzava oslobađanje topline iako brzina izgaranja ne raste [4].

Provođenje eksperimenata je skup proces koji zahtijeva specijalnu opremu, laboratorij te ljude osposobljene za provođenje eksperimenata. Zbog procesa koji se odvijaju u cilindru, provođenje eksperimenata na radnom ciklusu motora s unutarnjim izgaranjem jako je otežano. S porastom snage računalnih procesora, sve učestalija je upotreba računalnih simulacija. Tokom vremena su se razvili brojni simulacijski alati od kojih je najviše primjenjena CFD metoda konačnih volumena. U praksi se upotrebljavaju i simulacijski alati temeljeni na 0 - dimenzijskoj analizi s kojima se do prihvatljivih rješenja dolazi u kraćem vremenu [5].

Primjer simulacija strujanja u praksi prikazan je Slika 13.

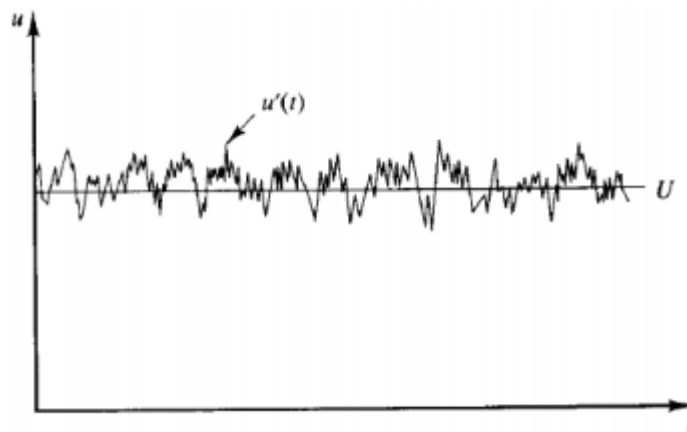




Slika 13. Prikaz simulacije turbulentnog strujanja [6]

Turbulentno strujanje obično se, prema Reynoldsu koji je prvi opisao dekompoziciju, opisuje kao strujanje stalne srednje vrijednosti brzine  $U$  s oscilirajućim vrijednostima brzine  $u'$  prema (17) i Slika 14.

$$u(t) = U + u'(t) \quad (17)$$



Slika 14. Reynoldsova dekompozicija brzine strujanja [7]

Početne jednadžbe za modeliranje turbulencije su jednadžba kontinuiteta i Navier-Stokes jednadžba za Newtonovski fluid (sile na tijelo su zaneamrene) [4]

$$\rho_{,t} + (\rho \cdot u_i)_{,i} = 0, \quad (18)$$

$$(\rho \cdot u_i)_{,i} + (\rho \cdot u_i \cdot u_j)_{,j} = -p_{,i} + \tau_{ij,j}, \quad (19)$$

$\rho$  gustoća fluida (kg /m<sup>3</sup>),

$u_i$  trenutna ukupna brzina u i smjeru (m/s),

$p$  tlak (Pa),

$\tau_{ij}$  tenzor viskoznog naprezanja (N/m<sup>2</sup>).

Ako se Reynoldsova dekompozicija primjeni na gornje jednačbe te ako se oscilacije u gustoći, tlaku i tenzoru viskoznog naprezanja zanemare dobijaju se vremenski osrednjene Navier-Stokesove jednačbe (Reynolds Aaveraged Navier-Stokes - RANS):

$$\rho_{,i} + \left( \rho \cdot \bar{u}_i \right)_{,i} = 0, \quad (20)$$

$$\left( \rho \cdot \bar{u}_i \right)_{,i} + \left( \rho \cdot \bar{u}_i \cdot \bar{u}_j \right)_{,j} = -\bar{p}_{,i} + \bar{\tau}_{ij,j} + \rho \cdot \left( \overline{u'_i \cdot u'_j} \right)_{,j}, \quad (21)$$

gdje  $\overline{u'_i \cdot u'_j}$  u jednačbi (21) označava Reynoldsov tenzor naprezanja, a javlja se zbog oscilacija brzine  $u'$ . Reynoldsov tenzor naprezanja je nepoznanica i za njegovo određivanje se primjenjuju različite metode ovisno o razini aproksimacije (grupa modela viskoznosti vrtloga temeljena na RANS jednačbama)[4]:

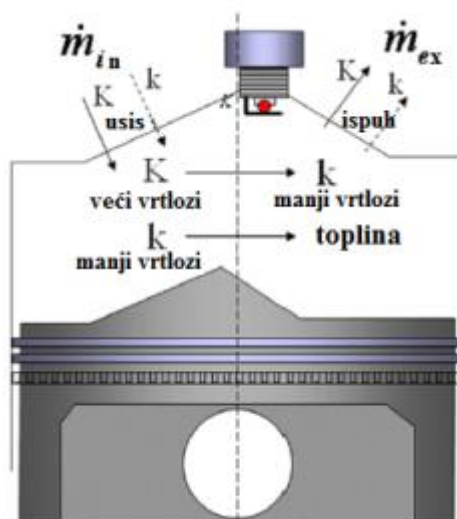
1. Algebarski ili 0 - dimenzijski modeli - modeli koji ne zahtijevaju rješavanje dodatnih jednačbi. Tenzor naprezanja se odnosi na gradijente brzine i viskoznosti vrtloga.
2. Modeli s jednom jednačbom - modeli kod kojih se računa transportna jednačba za jačinu turbulencije (najčešće turbulentnu kinetičku energiju).
3. Modeli s dvije jednačbe - modeli koji se najviše koriste u inženjerskoj praksi i u kojima su definirana dva skalara koja se transportiraju, npr. turbulentna kinetička energija  $k$  i disipacija  $\varepsilon$ . Reynoldsov tenzor naprezanja se odnosi na gradijente brzine i viskoznost vrtloga.
4. Modeli Reynoldsovog naprezanja (RSM) - modeli kod kojih se viskoznost vrtloga zanemara i Reynoldsova naprezanja se direktno računaju koristeći dodatne diferencijalne transportne jednačbe.

Kod ulaza mase u cilindar povećava se kinetička energija glavnog strujanja što je vidljivo kod pojave većih vrtloga. Kinetička energija glavnog strujanja u cilindru prenosi se s većih vrtloga na manje što znači da sa smanjenjem kinetičke energije

ukupnog strujanja jača turbulentna kinetička energija. Na kraju procesa, energija malih vrtloga se pretvara u toplinu zbog viskoznih sila. Rasipanje energije većih vrtloga na manje vrtloge te otpuštanje topline je nepovratan proces i naziva se energijski kaskadni fenomen. Rasipanje energije većih vrtloga na manje vrtloge je definirano stvaranjem turbulentne kinetičke energije, a otpuštanje topline uzrokovano efektima viskoznosti je definirano brzinom disipacije turbulentne kinetičke energije. Kod izlaza mase iz cilindra smanjuje se kinetička energija ukupnog strujanja i turbulentna kinetička energija [4].

### 3.2.1. Proračunski podmodel turbulencije $K-k$

Model turbulencije  $K-k$  temelji se na prethodno opisanom energijskom kaskadnom fenomenu čiji je proces u cilindru shematski prikazan na Slika 15.



Slika 15. Ilustracija energijskog kaskadnog fenomena [8]

U svakom trenutku ciklusa, mogu se izračunati srednja brzina strujanja  $U$  i oscilirajuća vrijednost brzine strujanja  $u'$  koja se još naziva i intenzitet turbulencije, poznavajući izraze za kinetičku energiju glavnog strujanja  $K$  ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ) i turbulentnu kinetičku energiju  $k$  ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ). Izrazi koji povezuju navedene veličine su [1, 9]:

$$K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2, \quad (22)$$

$$k = \frac{3}{2} \cdot m \cdot (u')^2, \quad (23)$$

gdje je  $m$  (kg) masa unutar cilindra. Faktor 3 u jednadžbi (23) se javlja iz pretpostavke da su turbulentni mali vrtlozi izotropni te se uzimaju u obzir oscilacije u sva tri smjera.

Prema tome, vremenska promjena srednje kinetičke energije  $K$  i turbulentne kinetičke energije  $k$  je prikazana jednadžbama [1, 9]:

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_{in} \cdot u_{in}^2 - P + K \cdot \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + K \cdot \frac{\rho_{UZ}}{\rho}, \quad (24)$$

$$\frac{dk}{dt} = P - m \cdot \varepsilon + k \cdot \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + k \cdot \frac{\rho_{UZ}}{\rho}, \quad (25)$$

$\dot{m}_{in}$  maseni protok koji ulazi u cilindar (kg/h) (in = intake, usis),

$\dot{m}_{ex}$  maseni protok koji izlazi iz cilindra (kg/h) (ex = exhaust, ispuh),

$u_{in}$  srednja brzina strujanja na usisnom ventilu (m/s),

$P$  produkcija turbulentne kinetičke energije (kg/(ms<sup>3</sup>)).

Produkcija turbulentne kinetičke energije  $P$  je složena funkcija lokalnih svojstava strujanja u cilindru. Kako ovaj model ne uzima u obzir prostornu različitost svojstava strujanja,  $P$  se mora računati iz vrijednosti srednjeg strujanja. Pretpostavlja se kako je produkcija u cilindru jednaka produkciji turbulencije u turbulentnom graničnom sloju kod strujanja preko ravne ploče. Produkcija i disipacija turbulentne kinetičke energije se računaju prema [9, 10]:

$$P = 0,3307 \cdot c_t \cdot \left( \frac{K}{L_t} \right) \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (26)$$

$$\varepsilon = \frac{(u')^3}{L_{scl}} = \frac{(2k/3m)^{3/2}}{L_{scl}}, \quad (27)$$

$L_{scl}$  integralna duljina vrtloga (m),

$c_t$  podesiva konstanta modela (-).

Razvoj intenziteta turbulencije i općenito turbulencije tijekom procesa izgaranja ovisan je o očuvanju zakretnog momenta za stvaranje vrtloga većih dimenzija. Preko modela turbulencije se postavljaju inicijalni uvjeti i svojstva za početak izgaranja. Nakon što izgaranje počne, produkcija turbulentne kinetičke energije se nastavlja računati prema izrazu (24). Pretpostavlja se da je iznos  $P$  u izrazu (25) jednak nuli. Kad proces izgaranja završi, intenzitet turbulencije izračunat prema očuvanju vrtložnog zakretnog

momenta postaje inicijalna vrijednost za ostatak ciklusa te je nastavljen izračun prema modelu turbulencije [9].

### 3.2.2. Proračunski podmodel turbulencije $k - \varepsilon$

Standardni  $k-\varepsilon$  model turbulencije temelji se na dvije transportne jednadžbe, jedna za turbulentnu kinetičku energiju  $k$  ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ) i druga za disipaciju  $\varepsilon$  ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ). Ako se jednadžba (21) oduzme od (19), pomnoži s  $u'$  i vremenski osrednji moguće je napisati transportnu jednadžbu za turbulentnu kinetičku energiju:

$$\begin{aligned} (\rho \cdot k)_{,i} + (\rho \cdot k \cdot u_i)_{,i} = & -\rho \cdot \overline{u_i \cdot u_j} \cdot u_{ij} - \rho \cdot \left( \frac{\overline{u_i' \cdot u_i' \cdot u_j'}}{2} \right)_{,j} - \overline{p'_{,j} \cdot u_i'} + \overline{(\tau'_{ij} \cdot u_i')}_{,j} - \\ & - \overline{\tau'_{ij} \cdot u_{i,j}}. \end{aligned} \quad (28)$$

Prvi član na desnoj strani gornje jednadžbe predstavlja produkciju turbulentne kinetičke energije, drugi član molekularnu difuziju, treći i četvrti članovi promjenu u turbulentnoj kinetičkoj energiji uslijed pulzacija tlaka i viskozno naprežanja (što se može zanemariti) te posljednji član disipaciju turbulentne kinetičke energije. Uvođenjem produkcijskog izraza  $P$  te izraza za disipaciju turbulentne kinetičke energije  $\varepsilon$  pojednostavljuje se gornja jednadžba prema jednadžbi (31) [4]:

$$P = -\rho \cdot \overline{u_i \cdot u_j} \cdot u_{ij} = \mu_t \cdot (u_{i,j} + u_{j,i}) \cdot u_{i,j} - \frac{2}{3} \cdot \delta_{ij} \cdot (\mu_t \cdot u_{k,k}^2 + \rho \cdot k \cdot u_{k,k}), \quad (29)$$

$$\varepsilon = \frac{\overline{\tau'_{ij} \cdot u_{i,j}}}{\rho}, \quad (30)$$

$$(\rho \cdot k)_{,i} + (\rho \cdot k \cdot u_i)_{,i} = \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \cdot k_i \right)_{,i} + P - \rho \cdot \varepsilon, \quad (31)$$

$\mu_t$  kinematička viskoznost vrtloga ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ),

$\delta_{ij}$  Kroneckerov delta simbol (-),

$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' \cdot u_i'}$  turbulentna kinetička energija,

$\sigma_k = 1,0$  Prandtlov broj (-).

Prvi član s desne strane jednadžbe (29) predstavlja smična naprežanja, a drugi član efekt dilatacije na turbulentnu kinetičku energiju.

Transportna jednadžba za disipaciju  $\varepsilon$  se derivira prema istom postupku kako je prikazano za turbulentnu kinetičku energiju [4]:

$$(\rho \cdot \varepsilon)_{,i} + (\rho \cdot \varepsilon \cdot u_i)_{,i} = \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \cdot \varepsilon_i \right)_{,i} + \left( C_1 \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot P + C_3 \cdot \rho \cdot \varepsilon \cdot u_{i,i} \right) - C_2 \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (32)$$

$\sigma_\varepsilon = 1,3$  Prandtllov broj (-),

$C_1 = 1,44; C_2 = 1,92; C_3 = -0,373$  konstante modela.

Produkcija i disipacija turbulentne kinetičke energije su uvijek povezane, što znači da je disipacija  $\varepsilon$  veća ako je vrijednost turbulentne kinetičke energije  $k$  veća. Jednadžbe (31) i (32) predstavljaju dvije transportne jednadžbe standardnog  $k - \varepsilon$  modela turbulencije.

Kako bi se multi-dimenzijske transportne jednadžbe modela turbulencije pretvorile u 0-D transportne jednadžbe pretpostavlja se homogeno i izotropno strujanje te se zanemaruju članovi jednadžbi (31) i (32) - zadnji s lijeve i prvi s desne strane, koji se odnose na procese konvekcije i difuzije. Pretpostavlja se divergencija ukupne brzine za cilindar [4]:

$$S_{i,j}^{tot} = u_{i,j}^{tot} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (33)$$

Uzimajući u obzir postojanje ravnoteže između produkcije i disipacije turbulentne kinetičke energije jednadžbama (31) i (32) dodaje se član difuzije između izgorjene i ne izgorjene mase te uvrštavanjem konstanti modela  $C_1$  i  $C_3$  dobivaju se transportne jednadžbe 0-D modela turbulencije s podesivom konstantom  $C_2$ :

$$\frac{dk}{dt} = \frac{2}{3} \cdot \frac{k}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} - \frac{2}{3} \cdot \frac{k}{v} \cdot \frac{dv}{dt} - \varepsilon, \quad (34)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{4}{3} \cdot \frac{\varepsilon}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} + \frac{5}{12} \cdot \frac{\varepsilon}{v} \cdot \frac{dv}{dt} - C_2 \cdot \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (35)$$

gdje je  $v$  ( $m^2/s$ ) kinematička viskoznost mješavine u cilindru.

Jednadžbe se mogu pojednostavljeno opisati kao:

$$\text{brzina promjene} = \text{produkcija} + \text{difuzija} - \text{disipacija}$$

Pretvaranjem multi-dimenzijskih jednadžbi u 0-D jednadžbe modela turbulencije zanemaruju se sljedeće značajke [10]:

- konvektivna promjena turbulentne kinetičke energije i njene disipacije,
- efekt smičnih naprezanja u produkcijskim članovima  $k$  i  $\varepsilon$ .

### 3.2.3. Proračunski podmodel turbulencije $K-k-\varepsilon$

Ovaj model turbulencije dobije se kombiniranjem  $K-k$  i  $k-\varepsilon$  modela preko tri diferencijalne jednadžbe [11]:

$$\frac{d(mK)}{dt} = C_{in}(1-\alpha_{in})E_{in} + K m_{out} - P_k, \quad (36)$$

$$\frac{d(mk)}{dt} = C_{in}\alpha_{in}E_{in} + k m_{out} + P_k + C_{tumb}T - m\varepsilon, \quad (37)$$

$$\frac{d(m\varepsilon)}{dt} = C_{in}E_{in}\frac{\sqrt{k}}{L_g} + \varepsilon m_{out} + P_\varepsilon + C_{tumb}T\frac{\sqrt{k}}{L_g} - 1.92\frac{m\varepsilon^2}{k}. \quad (38)$$

Prvi izraz na desnoj strani svake jednadžbe opisuje svaku od vrijednosti nastalu zbog mase koja ulazi u cilindar.

Veličina  $E_{in}$  izračunava se prema izrazu

$$E_{in} = (1 - C_T) \frac{1}{2} m_{in} v_{in}^2 \quad (39)$$

gdje se  $m_{in}$  i  $v_{in}$  maseni protok i izentropska brzina protoka u cilindar.  $C_t$  je tumble koeficijent povezan s ventilima, tipično mjereno na stalnom protoku kao funkcija podizanja ventila i predviđeno kao ulaz u 0-D model. Tumble koeficijent daje mjeru ulazne energije koja se prenosi na tumble macro vrtlog i ima vrijednost u rasponu od 0 do 1 [11].

Veličina  $L_g$  dobije se prema jednadžbi (40) i predstavlja geometrijsku integralnu duljinu turbulentnih vrtloga.

$$L_g = C_{len} \cdot \min(s, 0.5B), \quad (40)$$

$B$  promjer cilindra (m),

$s$  hod klipa (m).

Parametar  $C_{len}$  iznosi  $0,19 C_3$  i podešava vrijednost integralne duljine turbulentnih vrtloga. Koeficijent  $\alpha_{in}$  pokazuje udio energije koja ulazi izravno u cilindar kao turbulencija i nije izazvana kaskadnim procesom, a postavljen je na fiksnu vrijednost od 0,1. Pokušava modelirati turbulenciju nastalu u cilindru čim otvaranje ventila izazove značajan protok. Parametar  $C_{in}$  iznosi  $0,18 C_l$  i koristi se za izračun stvarnih brzina protoka kroz ventile, koje nisu jednake izentropskim vrijednostima.  $C_l$  je konstanta koja se može koristiti za podešavanje izvora ulaznog protoka. Povratak ispuha u cilindar koji

je uključen u izvor ulaznog dotoka obično traje kraće od usisnog protoka. Uz to taj vrlo brz povratni protok se uglavnom javlja lokalno u cilindru. Taj lokalni izvor energije i njegova vrlo visoka disipacija mogu se vrlo dobro riješiti pomoći 3D-CFD. Zbog toga što se javlja samo lokalno čini mali doprinos vrijednostima energije koje su prosječne unutar cilindra. Međutim 0-D model zahtjeva prostornu rezoluciju za snimanje lokalnih učinaka, te je stoga energija koja ulazi u cilindar iz ispuha drugačije umanjena da bi se uzeli u obzir učinci lokalizacije. Ispalo je da model daje odgovarajuće rezultate ako se konstanta  $C_I$  postavi na vrijednost 0,3 [11].

Drugi izraz u jednadžbama opisuje energiju koja izlazi kroz ventile gdje je  $\dot{m}_{out}$  maseni protok koji izlazi iz cilindra.

Izrazi  $P_k$  i  $P_\varepsilon$  modeliraju nastajanje turbulentne kinetičke energije i brzinu disipacije iz velikih tokova procesom energetske kaskade. Ti se izrazi izračunavaju prema:

$$P_k = C_{\beta T} \frac{2mK}{L_g^2} - \frac{2}{3} mk \left( \frac{\rho}{\rho} \right) - \frac{2}{3} m v_T \left( \frac{\rho}{\rho} \right)^2, \quad (41)$$

$$P_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{k} \left[ 5.76 C_{\beta T} \frac{mK}{L_g^2} - 2mk \left( \frac{\rho}{\rho} \right) - \frac{2.64}{3} m v_T \left( \frac{\rho}{\rho} \right)^2 \right], \quad (42)$$

$$v_T = \frac{C_\mu k^2}{\varepsilon} \quad \text{turbulentna viskoznost (} C_\mu=0,09 \text{ je standardna konstanta k-}\varepsilon \text{ modela),}$$

$\rho$  i  $\dot{\rho}$  gustoća i brzina promjene gustoće smjese u cilindru,

$C_\beta = 0,38$   $C_2$  parametar modela.

Izrazi (41) i (42) dobiveni su na temelju takvih izraza za kompresibilne protoke u k- $\varepsilon$  modelu.

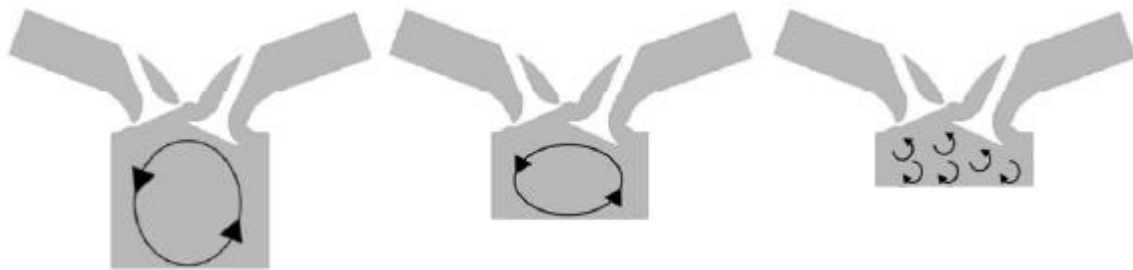
Konstante s oznakom T pokazuju nastajanje turbulencije do raspadanja tumble makro vrtloga za vrijeme takta kompresije, a  $C_{tumb}$  je konstanta kojom se podešava intenzitet tog procesa.

Srednja kinetička energija se pretvara u turbulentnu kinetičku energiju preko izraza za turbulentnu disipaciju  $P_k$ , turbulentna kinetička energija se pretvara u toplinu preko izraza za viskoznu disipaciju  $m_\varepsilon$  i disipacija turbulentne brzine disipacije dana je



izrazom  $1,92m\varepsilon^2 / k$ . Konstanta 1,92 je preuzeta iz jednadžbi k- $\varepsilon$  modela za stlačive protoke [11].

Rotacijska komponenta srednjeg protoka, odnosno tumble, modelirana je kao jedan makro vrtlog koji se podvrgava rastezanju i tlačenju tokom taktova usisa i kompresije i konačno je uništen nastankom turbulencije. Nastanak vrtloga turbulencije prikazan je Slika 16.



Slika 16. Ilustracija nastanka makro vrtloga [11]

Njegov nastanak opisan je jednadžbom za njegov zakretni moment  $L = mr_t^2 \omega$  danom kao

$$\frac{dL}{dt} = \overset{\square}{L}_{in} + \overset{\square}{L}_{out} - Lf(s/b) \frac{\sqrt{k}}{r_t}. \quad (43)$$

Prvi izraz na desnoj strani predstavlja nastanak tumble vrtloga od ulazne smjese i definiran je kao

$$\overset{\square}{L}_{in} = C_T \overset{\square}{m}_{in} |v_{in}| r_t, \quad (44)$$

gdje je  $r_t$  radijus tumble makro vrtloga i definiran je kao

$$r_t = \frac{1}{4} \sqrt{B^2 + s^2}. \quad (45)$$

Drugi izraz predstavlja protok iz cilindra i definiran je kao

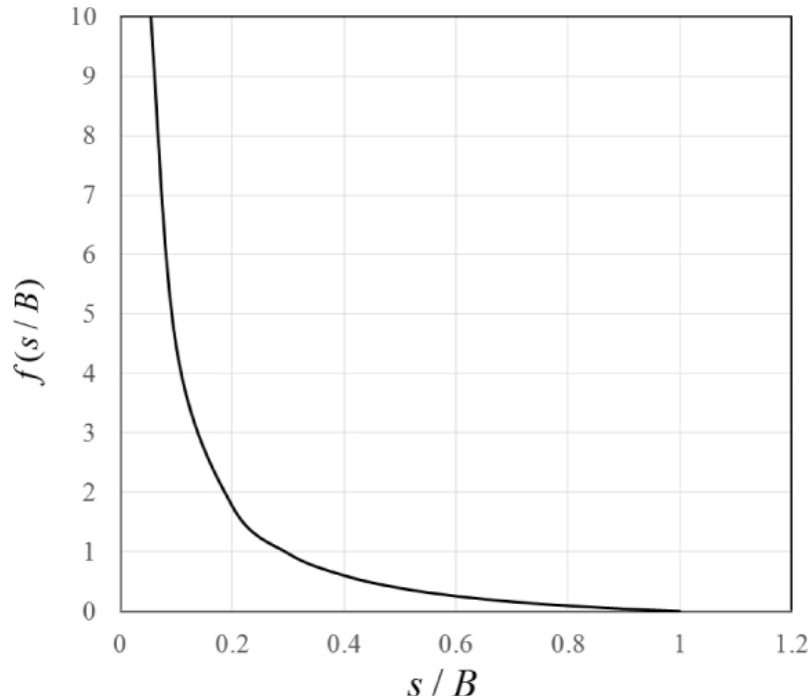
$$\overset{\square}{L}_{out} = \overset{\square}{m}_{out} r_t^2 \omega, \quad (46)$$

gdje je  $\omega$  kutna brzina tumble makro vrtloga.

Treći izraz objašnjava propadanje tumble vrtloga tokom kompresije i njegovo pretvaranje u turbulenciju u blizini GMT. Raspad je proporcionalan razini turbulencije u cilindru i određuje se izrazom

$$f(s/B)\sqrt{k}/r_t. \quad (47)$$

Ovaj izraz nastoji intenzivirati propadanje tumble vrtloga kako se klip približava GMT. Funkcija raspada tumble vrtloga  $f(s/B)$  prikazana je je dijagramom na Slika 17 [11].



Slika 17. Funkcija tumble raspada [11]

Doprinos raspada tumble vrtloga turbulenciji dan je izrazom

$$T = \frac{1}{2} L \omega f(s/B) \frac{\sqrt{k}}{r_t}. \quad (48)$$

Konačno, budući da su i turbulentna kinetička energija i brzina disipacije izvedeni u predloženom modelu, napredak integralne duljine vrtloga tokom vremena može se lako dobiti sljedećim izrazom [11]

$$l = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}. \quad (49)$$

Taj model može se kalibrirati tako da odgovara 3D-CFD rezultatima podešavanjem konstanti  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  i  $C_{tumb}$ .



## 4.1. Elementi modela

### 4.1.1. Rubni uvjeti

Polazeći od ulazne granice sustava koje je u grafičkom modelu označena slovima SB (eng. *System boundary*) definira se stanje okoliša, tj. rubne uvjete koji su postavljeni na 0,97 bara i 22 °C budući da su takvi uvjeti bili tokom eksperimentalnog mjerenja podataka na analiziranom motoru. Cijevi su označene brojevima, a podaci koji ih definiraju su promjer i duljina, laminarni i turbulentni koeficijenti trenja strujanja, te faktor prijenosa topline i temperaturu stijenke za proračunski model prijenosa topline kroz stijenku.

### 4.1.2. Cilindar

Podaci kojima je definirana geometrija cilindra i osnovni uvjeti u njemu prikazani su na Slika 19.

Bore	<input type="text" value="72"/>	mm
Stroke	<input type="text" value="84"/>	mm
Compression Ratio	<input type="text" value="11"/>	[-]
Con-Rod Length	<input type="text" value="128.95"/>	mm
Piston Pin Offset	<input type="text" value="0.5"/>	mm
Effective Blow By Gap	<input type="text" value="0.0008"/>	mm
Mean Crankcase Press.	<input type="text" value="0.964"/>	bar
<input type="checkbox"/> User Defined Piston Motion		
<input type="checkbox"/> Chamber Attachment		
Scavenge Model	<input type="text" value="Perfect Mixing"/>	

Slika 19. Osnovni podaci kojima je definiran cilindar

Uz to definirana je geometrija glave cilindra i klip te položaj svjeće u cilindru, a ti su podaci prikazani na Slika 20.

**Chamber Geometry Calculation**

Head	Piston
Cylinder Head: pentroof	Piston: flat
Combustion:	
Chamber Height: 12 mm	Bowl Depth: 4 mm
Chamber Diameter: mm	Bowl Diameter: 60 mm
Height of Sphere: mm	Bowl Offset: 0 mm
Ridge Excentricity: 14 mm	Ang. Spark Plug-Bowl: 0 deg
Left Roof Angle: 18 deg	Ridge Excentricity: mm
Right Roof Angle: 55 deg	Left Roof Angle: deg
	Right Roof Angle: deg
Spark Plug X Position: -15 mm	
Spark Plug Y Position: 5 mm	
Spark Plug Offset: 17 mm	

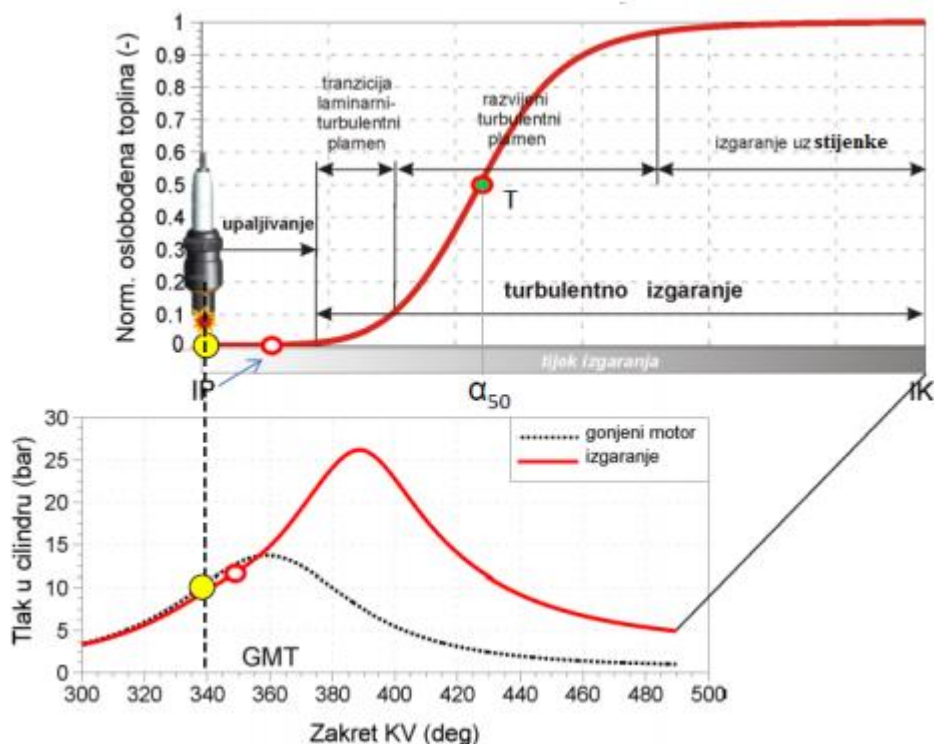
Slika 20. Definiranje oblika glave i klipa

Sljedeća vrlo bitna stvar je odabir modela izgaranja, a tokom izrade ovog rada korišten je model praćenja plamena – FTM.

#### 4.1.3. Proračunski modeli izgaranja unutar cilindra motora s unutarnjim izgaranjem

Izgaranje u motoru je vrlo složen proces koji uključuje različite pojave kao što su oblik električnog luka na svjećici, kemija oksidacije goriva, toplinski gubici u složenoj geometriji te turbulencija. Navedene pojave se različito ponašaju pri različitim uvjetima rada motora. Izgaranje je proces u kojem se kemijska energija goriva pretvara u unutarnju energiju izgorjenih plinova koji ekspandiraju i na taj način prenose gibanje na klip i koljenasto vratilo. Proces izgaranja motora sa svjećicom se može podijeliti na 4 glavne faze, a prikazane su Slika 21:

- zakašnjenje paljenja ili upaljivanje,
- tranzicija iz laminarnog u turbulentni plamen,
- razvijeni turbulentni plamen,
- izgaranje uz stijenke.



Slika 21. Faze izgaranja u cilindru [10]

Izgaranje započinje preskakanjem iskre na svjećici koje se događa u točno određenom trenutku (Spark Timing). Kod stehiometrijske smjese benzina i zraka energija iskre potrebna za sigurno upaljivanje iznosi 0,2 mJ, dok je potreban električni napon na elektrodama svjećice najmanje 12 kV (u automobilskim motorima iznos napona na elektrodama svjećice je i preko 30 kV). Energija smjese koja se zapali u neposrednoj okolini iskre mora biti dovoljno velika da se nastavi rasprostiranje plamena u nezapaljenoj smjesi. Time je postavljena gornja granica faktora zraka  $\lambda$  (-) jer se kod premale količine goriva u zraku plamen gasi. Najranija točka paljenja je ograničena pojavom detonantnog izgaranja. Početak izgaranja najčešće kasni za trenutkom preskakanja iskre na svjećici i ova faza se zove zakašnjenje paljenja u kojoj se oslobađa jako mala količina topline. U toj fazi se formira jezgra plamena od koje izgaranje postupno teče dalje. Zakašnjenje paljenja ovisi o oktanskom broju, o omjeru goriva i zraka te o temperaturi i tlaku na kraju kompresije. Što je zakašnjenje paljenja kraće to je veća opasnost od pojave samozapaljenja i detonantnog izgaranja [5].

Nakon preskakanja iskre na svjećici i formiranja jezgre plamena do veličine 5 - 6 mm, uslijed jakog strujanja u području svjećice, pomiče se središte jezgre plamena, plamena fronta se sve više deformira i naborava što povećava njenu površinu. Kao posljedica

toga povećava se brzina izgaranja. Plamena fronta se širi radijalno iz vlastitog centra prema stijenkama.

Izgaranje uz stijenke je usporeno zbog malog utjecaja turbulencije, otežanog širenja fronte plamena i lokalnog gašenja plamena [4].

#### 4.1.3.1. Model praćenja plamena – FTM

Model praćenja plamena, FTM (Flame Tracking Model) je kvazi-dimenzijski model izgaranja koji predviđa brzinu oslobađanja topline u Ottovim motorima. Razvoj fronte plamena je opisan preko brzine plamena koja je pod utjecajem turbulentnog izgaranja i ekspanzije izgorjelih plinova. Definirane su sljedeće pretpostavke modela [12]:

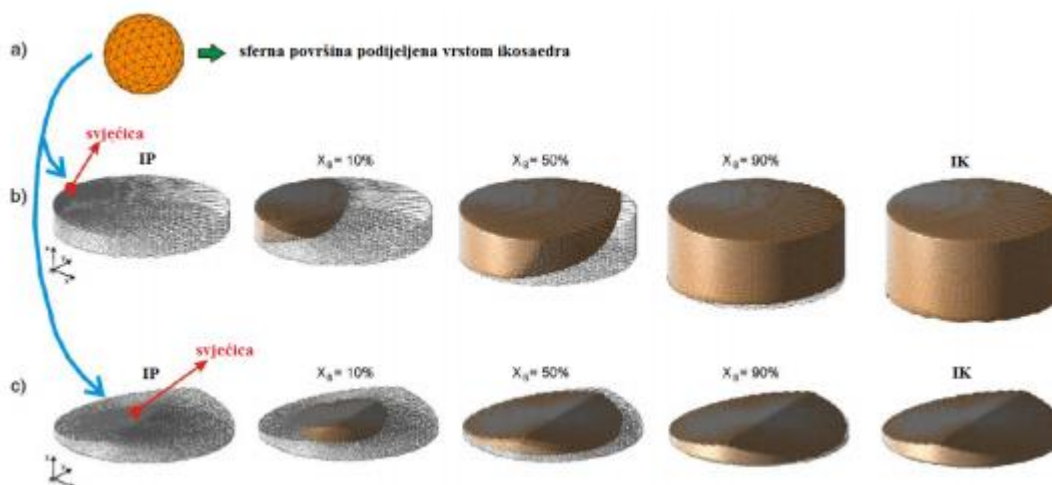
- jedinstvena vrijednost tlaka u cijelom prostoru izgaranja,
- smjesa u cilindru je podijeljena na izgorjelu i neizgorjelu zonu koje su odvojene beskonačno tankom frontom plamena,
- fronta plamena je opisana s određenim brojem točaka plamena koje opisuju trokute fronte plamena. Broj točaka plamena i njihova raspodjela je konstantna tijekom izgaranja,
- gibanje točke plamena je definirano samo u radijalnom smjeru, tj. iz središta plamena prema stijenci cilindra, a uzrokovano je turbulentnim izgaranjem i širenjem izgorjelih plinova,
- svaka točka plamena utječe na izgaranje sve dok ne dosegne do stijenke cilindra,
- stijenke cilindra sprječavaju pojavu većih turbulentnih vrtloga zbog čega dolazi do opadanja lokalne brzine izgaranja.

Kako brzina izgaranja ovisi o značajkama turbulencije u cilindru, točno modeliranje turbulencije je jako važno. Model praćenja plamena se može koristiti upareno s  $K - k$ ,  $k - \varepsilon$  ili  $K - k - \varepsilon$  podmodelima turbulencije te s podmodelom detontantnog izgaranja. Za model su od velikog značaja parametri [12]:

- geometrija prostora izgaranja i položaj svjećice,
- sastav smjese u cilindru,
- razina turbulencije,
- utjecaj stijenki cilindra na lokalnu razinu turbulenciju i brzinu izgaranja.

### Opis geometrije fronte plamena i prostora izgaranja

Geometrija prostora izgaranja je opisana s maksimalnim projiciranjem zraka plamena (najdulji put) u radijalnom smjeru iz središta plamena. Ishodište zraka, tj. središte plamena odgovara položaju svjeće. Ukupan broj i raspodjela točaka plamena je definirana sfernom površinom koja je podijeljena oblikom ikosaedara, tj. na jednakostranične trokute, kako se vidi na Slika 22 a. Prije početka izgaranja geometrija sfere je translatairana u 3-D koordinatni sustav gdje se računaju najdulji putovi gibanja za svaku zraku plamena. Najveći putovi gibanja za zrake koje su usmjerene prema klip se mijenjaju kako se klip giba. Ako se povežu svi maksimalni putovi za sve točke plamena za različite zakrete KV, može se prikazati oblik prostora izgaranja kao što je prikazano na Slika 22 b i c (rešetkasto) za različite oblike glave cilindra.



**Slika 22. Geometrija fronte plamena i prostora izgaranja u FTM. Pod a) sferna površina plamena. Pod b) i c) širenje izgorjele zone za razlicit oblik glave motora [12]**

Istom metodom, ako se prikažu prethodne i trenutne točke plamena u određenom trenutku preko rešetkastog prikaza geometrije, može se prikazati širenje izgorjele zone kao što je prikazano na Slika 22 b i c (smeđa boja).

### Izračun turbulentne brzine izgaranja

Za izračun turbulentne brzine izgaranja FTM koristi projekcije naborane fronte plamena na normalne pravce koji propagiraju turbulentnom brzinom plamena. U teoriji izgaranja postoji puno korelacija između laminarne  $S_L$  i turbulentne  $S_T$  brzine plamena. U FTM ova korelacija se računa prema izrazu [12]:



$$S_{T,i} = S_L \cdot \max \left[ 1, \left( -4,37 + 1,13 \cdot \left( \frac{u'_i}{S_L} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{S_L \cdot l_i}{\nu} \right)^{1/4} \right) \right], \quad (50)$$

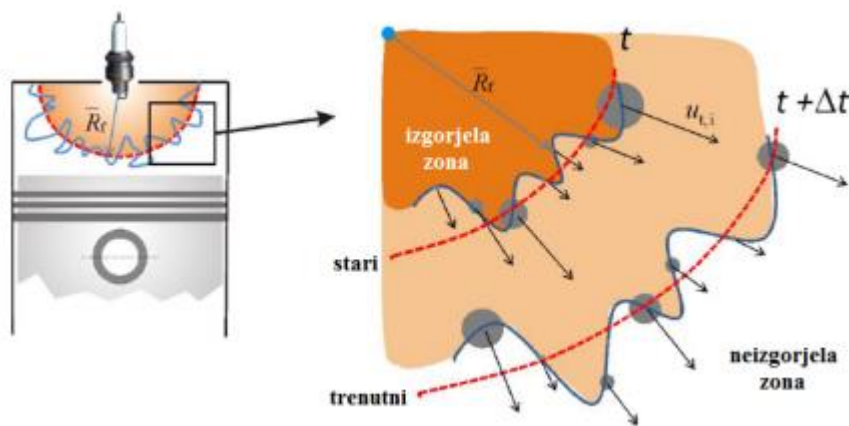
gdje su  $S_{T,i}$  (m/s) turbulentna brzina plamena,  $u'_i$  (m/s) pulzacija brzine, tj. intenzitet turbulencije i  $l_i$  (m) integralna duljina i-te točke plamena. Intenzitet turbulencije se računa iz turbulentne kinetičke energije za svaku točku plamena. Ukupna brzina izgaranja se računa kao suma brzina izgaranja za sve trokute površine plamena prema izrazu:

$$\frac{dm_{BZ}}{dt} = \sum_{j=1}^{N_{tr}} \left[ \rho_{UZ} \cdot \sum_{i=1}^3 \left( \frac{1}{N_{j,akt}} \cdot A_{norm,j} \cdot S_{T,i} \right) \right], \quad (51)$$

gdje je  $N_{j,akt}$  (-) broj aktivnih točaka na svakom trokutu površine plamena,  $N_{tr}$  (-) broj trokuta površine plamena,  $A_{norm,j}$  (m<sup>2</sup>) je površina trokuta u normalnom smjeru. Površina trokuta  $A_{norm,j}$  se računa preko trenutnog radijusa položaja središta trokuta  $R_j$  (m) i odgovarajućeg kuta  $\Omega_j$  (rad) prema izrazu ispod. Karakteristične veličine izračuna  $A_{norm,j}$  su prikazane na Slika 24 lijevo.

$$A_{norm,j} = R_j^2 \cdot \Omega_j. \quad (52)$$

Jednom kad se odredi brzina izgaranja, svaka točka plamena se pomiče u radijalnom smjeru što je prikazano na Slika 23.



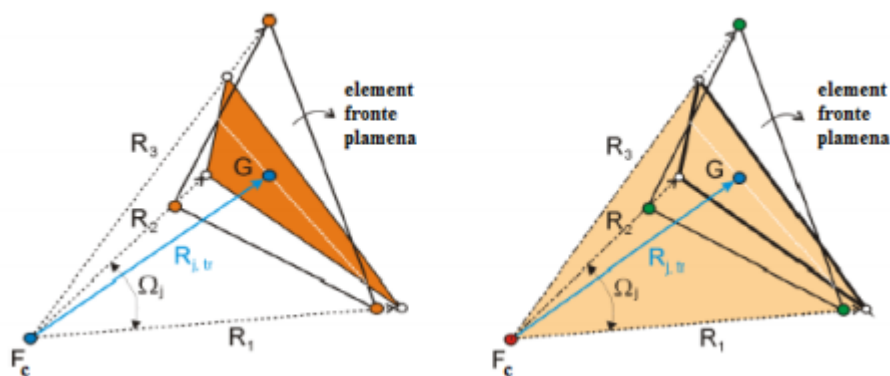
Slika 23. Širenje plamene fronte u FTM [12]

### Ekspanzija plinova izgaranja

Trenutni položaj točki trokuta plamene fronte i središte plamena definiraju tetraedre koji zapravo opisuju volumen izgorjele zone kako je prikazano na Slika 24 desno. Ukupni volumen izgorjele zone je suma volumena svih tetraedra prema izrazu [13]:

$$V_{BZ} = \sum_{j=1}^{N_{fr}} V_j = \frac{1}{3} \cdot \sum_{j=1}^{N_{fr}} R_j^3 \cdot \Omega_j. \quad (53)$$

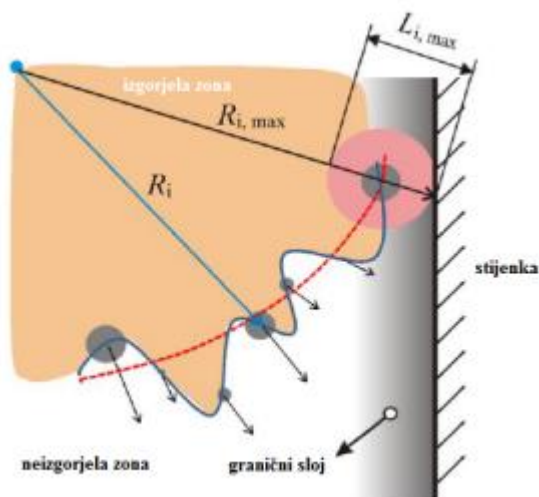
Modificira se radijus plamena kako bi volumen izračunat prema (53) odgovarao volumenu izgorjele smjese izračunatom preko plinske jednadžbe.



**Slika 24. Površina trokuta (lijevo) i volumen tetraedra (desno) u FTM**

### Izgaranje uz stijenke

Općenito, stijenke usporavaju gibanje izgorjele i neizgorjele zone smjese u cilindru zbog povećane disipacije (efekt viskoznih sila) u graničnom sloju. Kada je suma stvarnog radijusa određene točke plamena  $R_i$  i polovice integrale duljine  $L_{L,i}$  ove točke veća od najvećeg radijusa točke plamena  $R_{i,max}$ , smatra se da se ova točka nalazi u uvjetima izgaranja uz stijenke. Slučaj je prikazan na Slika 25.



Slika 25. Dolazak plamena do stijenke u FTM [12]

#### 4.1.3.2. Kvazidimenzijски model rasta jezgre plamena - QDIM

Za modeliranje svakog ciklusa izgaranja važni su paljenje i rani porast jezgre plamena. U kvazidimenzijским modelima izgaranja te pojave obično nisu modelirane. Umjesto toga pretpostavlja se da proces izgaranja počinje s plamenom čiji je početni radijus 2 mm nakon određenog vremenskog razdoblja (obično 0,2 ms nakon preskakanja iskre). Kako bi se omogućio fizički izračun zakašnjenja paljenja i simulacija svakog ciklusa razvijen je novi kvazidimenzijски model izgaranja. Brzina gorenja od jezgre plamena koja je generirana iskrom uvelike ovisi o energiji koju oslobađa sustav paljenja, toplinskim gubicima od jezgre plamena do elektrode svjećice, lokalni protok i stanje smjese. Stoga je razvijen kvazidimenzijски model rasta jezgre plamena koji se temelji na modelu praćenja luka i jezgre plamena (AKTIM), a sastoji se od četiri podmodela: podmodela električnog kruga, podmodela električne iskre, podmodela geometrije svjećice i podmodela ranog rasta jezgre plamena. Navedena struktura i diferencijalne jednadže jednaki su kao i kod AKTIM-a. Kod spomenutog modela je geometrija svjećice obično umrežena, geometrija svjećice u novom modelu opisana je skupom jednoliko raspodjeljenih geometrijskih točaka. Nadalje položaj električnog luka i njegovo produljenje kod AKTIM-a definirano je detaljnim modeliranjem polja turbulentnog toka, dok se u kvazidimenzijском modelu rasta jezgre plamena to temelji na pretpostavljenom kutu toka na svjećici i paraboličnom profilu brzine između elektroda [14].

### Podmodel električnog kruga

U propisano vrijeme paljenja prekidač primarnog električnog kruga je uključen i otprilike 60 % električne energije pohranjene u primarnoj induktivnosti  $L_p$  (H) prenosi se na svjećicu. Ostatak električne energije se raspršuje pomoću sekundarne induktivnosti  $L_s$  (H). Kako bi se model pojednostavio, samo sekundarni električni krug modeliran je s početnom energijom u trenutku paljenja koja je dana kao ulazni parametar.

Nekoliko mikrosekundi nakon propisanog vremena paljenja između elektroda stvara se električna iskra. Životni vijek iskre je općenito podijeljen u 3 glavne faze: fazu proboja, fazu luka i fazu žarenja. Prve dvije faze traju nekoliko mikrosekundi i stoga nisu modelirane unutar razmatranog podmodela paljenja, ali su učinkovite u prijenosu energije na svježe plinove. Napon proboja  $V_{bd}$  (V) između elektroda računa se prema [14]:

$$V_{bd} = 4.3 + 13.6 \cdot \frac{p}{T} + 324 \cdot \frac{p}{T} \cdot d, \quad (54)$$

gdje je  $p$  (bar) trenutni tlak u cilindru,  $T$  (K) temperatura u cilindru, i  $d$  (mm) razmak između elektroda svjećice. Energija proboja  $E_{bd}$  (J) računa se prema:

$$E_{bd} = \frac{V_{bd}^2}{C_{bd}^2 d} \quad (55)$$

gdje je  $C_{bd}$  (V/(Jmm)<sup>1/2</sup>) konstanta proboja koja uključuje informacije o dielektričnoj čvrstoći plina koja ovisi o njegovom sastavu. Različiti plinovi imaju različite srednje slobodne staze za molekule i elektrone koji utječu na napon proboja i energiju oslobođenu probijem iskre između plina i elektroda. Napon između elektroda tokom faze žarenja izračunava se prema:

$$V_{ie(t)} = V_{cf} + V_{af} + V_{cg} \quad (56)$$

gdje su  $V_{cf}$  (V) i  $V_{af}$  (V) katodni i anodni padovi napona (definirani kao ulazni parametri modela), a  $V_{cg}$  je napon plinskog stupca između elektroda. Napon stupca plina između elektroda  $V_{cg}$  ovisi o duljini električne iskre  $l_{spk}$  (mm), električnoj struji u sekundarnom krugu  $i_s$  (A) i tlaku u cilindru  $p$  (bar):

$$V_{cg} = C_{cg} \cdot l_{spk} \cdot i_s^{-0.32} \cdot p^{0.51} \quad (57)$$

gdje je  $C_{cg}$  (-) naponska konstanta koju definira korisnik. Izraz (56) vrijedi za neturbulentne protoke dok u stvarnim radnim uvjetima do produljenja električne iskre

dolazi zbog turbulencije. Da bi se u obzir uzeo utjecaj turbulentnih vrtloga na naboravanje iskre naponska konstanta  $C_{cg}$  dodaje se u izraz (57). Električna struja sekundarnog kruga dobije se prema [14]:

$$i_s = \sqrt{\frac{2E_s}{L_s}} \quad (58)$$

gdje je  $L_s$  induktivnost sekundarnog kruga. Električna energija sekundarnog električnog kruga  $E_s$  izračunava se prema sljedećoj diferencijalnoj jednadžbi:

$$\frac{dE_s(t)}{dt} = -R_s i_s^2(t) - V_{ie} i_s(t) \quad (59)$$

gdje je  $R_s$  ( $\Omega$ ) otpor sekundarnog električnog kruga. Kao što je već spomenuto početna električna energija sekundarnog kruga  $E_s(0)$  definirana je kao ulazni parametar. Diferencijalna jednadžba (59) definira trajanje vidljive iskre. Kad električna energija sekundarnog kruga padne na 0, električna iskra između elektroda nestaje [14].

#### Podmodel električne iskre

Modeliranje duljine električne iskre vrlo je važno jer duljina utječe na napon između elektroda i brzinu deformacije slobodne površine jezgre. U sadašnjem kvazidimenzijском modelu izgaranja električna iskra modelirana je Lagrangianovim česticama čiji je položaj definiran profilom brzine između elektroda svjećice. Profil brzine  $U(z)$  između elektroda aproksimiran je Hagen-Poiseuilleovim protokom:

$$U(z) = -\frac{1}{2\mu} \cdot \frac{dp}{ds} \cdot d^2 \cdot \frac{z}{d} \cdot \left(1 - \frac{z}{d}\right) \quad (60)$$

gdje je  $\mu$  (Pas) dinamička viskoznost fluida i  $z$  (m) je proizvoljna udaljenost između elektroda ( $0 < z < d$ ). Pad tlaka duž putanje smjera brzine  $dp/ds$  računa se kao:

$$\frac{dp}{ds} = \frac{12 \cdot \mu}{d^2} \cdot U_{av} \quad (61)$$

gdje je  $U_{av}$  (m/s) prosječna brzina poprečnog protoka između elektroda svjećice.

Za izračun duljine iskre potrebno je definirati diskretizaciju u smjeru osi  $z$ . U vrijeme paljenja, početne Lagrangianove čestice ravnomjerno su raspoređene duž najkraće udaljenosti između elektroda koja odgovara razmaku između elektroda. Primjenom operatora brzine definiranog izrazom (60) na određenu Lagrangianovu česticu, svaka se točka pomiče od prethodnog položaja u smjeru koji se definira kutom protoka  $\alpha$  ( $^\circ$ ).  $X$  i  $Y$  koordinate izračunavaju se kao funkcije kutova protoka  $\alpha$ :

$$x(z) = v(z) \cdot \cos(\alpha) \cdot \Delta t, \quad (62)$$

$$y(z) = v(z) \cdot \sin(\alpha) \cdot \Delta t \quad (63)$$

gdje je  $\Delta t$  veličina koraka računanja. Duljina iskre se tada izračunava pod pretpostavkom da su udaljenosti između pojedinih Lagrangianovih čestica ravne linije:

$$l_{spk} = \sum_{i=1}^{N_{SM}-1} \sqrt{(x_{i+1} - x_i)^2 + (y_{i+1} - y_i)^2 + (z_{i+1} - z_i)^2}. \quad (64)$$

Povećanje duljine električne iskre povećava pad napona između elektroda. Tokom dijela kasne faza žara taj pad napona može doseći napon proboja što dovodi do gašenja iskre. Ako se to dogodi, novi set Lagrangianovih čestica duž najkraće udaljenosti među elektrodama pokreće ponovno paljenje iskre. Obično se pojavljuju višestruki udari na visokoj brzini vrtnje motora kad se duljina električne iskre značajnije poveća zbog velike brzine protoka [14].

#### Podmodel geometrije svjećice

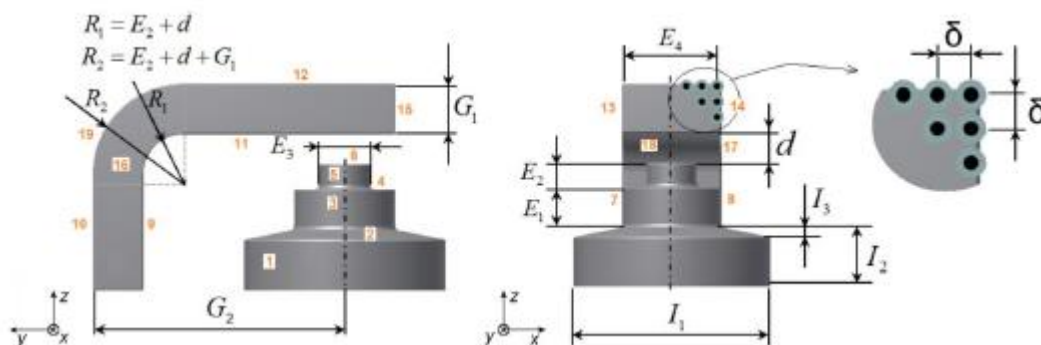
Potrebno je modelirati cijelu geometriju svjećice za izračun trenutnog prijenosa topline između jezgre plamena i elektroda svjećice. Dakle, površina svjećice koju trenutno zahvaća jezgra plamena treba biti izračunata. Budući da 0-D pristup nema klasičnu prostornu diskretizaciju za modeliranje geometrijskih detalja primjenjen je poseban pristup za proračun površine fronte plamena. Podrazumjeva se da je jezgra plamena potpuno sferična kao što je prikazano na Slika 27 a.

Površine elektroda svjećice prikazane se ravnomjerno raspoređenim točkama kao što je prikazano na Slika 27. Trenutno zahvaćena površina  $S_e$  (m<sup>2</sup>) svjećice može se izračunati prema [14]:

$$S_e = S_{tot} \cdot \frac{N_e}{N_{tot}} \quad (65)$$

gdje je  $N_{tot}$  (-) ukupan broj točaka koje opisuju geometriju svjećice,  $N_e$  (-) je trenutni broj točaka zahvaćen jezgrom plamena, a  $S_{tot}$  (m<sup>2</sup>) ukupna površina elektrode svjećice. Odluka je li točka unutar ili izvan jezgre plamena donosi se provjerom udaljenosti  $D$  između središta jezgre plamena  $K_c$  i promatrane točke  $T_i$  [14].

Na Slika 26 prikazane su kotirane dimenzije svih veličina kojima se opisuje geometrija svjećice.



Slika 26. Opis geometrije svjećice u 0-D pristupu [4]

### Podmodel rasta jezgre plamena

Podmodel rasta jezgre plamena koristi rezultate gore opisanih podmodela i izračunava brzinu gorenja jezgre plamena koja zatim dovodi do općeg stanja jednadžbi dvozonskog modela izgaranja. Nakon paljenja, napredak rasta jezgre plamena određuje se viškom energije jezgre  $E_k$  (J) i povećanjem mase jezgre plamena  $m_k$  (kg):

$$\frac{dE_k}{dt} = Q_E - Q_W, \quad (66)$$

$$\frac{dm_k}{dt} = \rho_{UZ} \cdot S_k \cdot U_{L,eff} \quad (67)$$

gdje je  $Q_E$  (W) isporučena električna snaga,  $Q_W$  (W) gubitak topline jezgre,  $\rho_{UZ}$  (kg/m<sup>3</sup>) gustoća neizgorjelog područja,  $S_k$  slobodna površina jezgre plamena i  $U_{L,eff}$  efektivna laminarna brzina plamena. Početni višak energije jezgre definiran je procjenom da se samo 60% energije prenosi na plamenu jezgru,  $E_k(0) = 0,6 \cdot E_{bd}$ . Masa jezgre  $m_k$  (kg) tijekom cijelog izračuna rasta jezgre jednaka je masi izgorjele zone  $m_{BZ}$  (kg). Početna veličina izgorjele zone definirana je pretpostavljajući potpuno sferični oblik jezgre s polumjerom 0,5 mm. Slobodna površina jezgre plamena  $S_k$  računa se prema izrazu [14]:

$$S_k = 4\pi \cdot \left( \frac{3m_k}{4\pi\rho_k} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot F_{str} \quad (68)$$

gdje je  $F_{str}$  (-) faktor izobličenja i  $\rho_k$  (kg/m<sup>3</sup>) gustoća jezgre plamena. Gustoća jezgre ovisi o gustoći izgorjelog plina  $\rho_{BZ}$  (kg/m<sup>3</sup>) i višku energije jezgre.

$$\rho_k = \rho_{BZ} \cdot \left( 1 + \frac{E_k}{m_k c_{p,BZ} T_{BZ}} \right)^{-1} \quad (69)$$

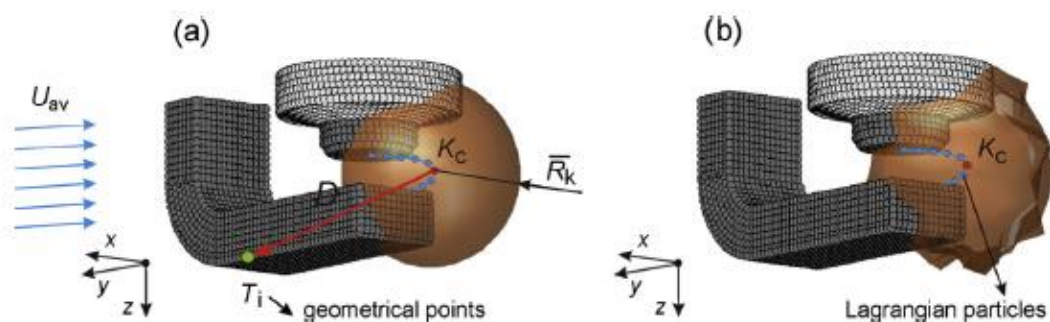
gdje je  $c_{p,BZ}$  (J/kgK) specifični toplinski kapacitet izgorjele zone i  $T_{BZ}$  (K) temperatura izgorjele zone. Temperatura plamene jezgre  $T_k$  (K) se računa iz jednadžbe stanja idealnog plina:

$$T_k = \frac{P}{\rho_k \cdot R_{BZ}} \quad (70)$$

gdje je  $R_{BZ}$  (J/kgK) individualna plinska konstanta izgorjele zone. Faktor izobličenja  $F_{str}$  (-) slobodne površine jezgre definiran je pomoću omjera trenutne duljine iskre  $l_{spk}$  (mm) i razmaka  $d$  (mm) između elektroda.

$$F_{str} = \left( \frac{l_{spk}}{d} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (71)$$

Faktor izobličenja povećava slobodnu površinu jezgre plamena uključujući činjenicu da jezgra nije u potpunosti sferična. Iskrivljena jezgra plamena prikazana je Slika 27 b.



Slika 27. Prikaz ranog rasta jezgre plamena [14]

Isporučena električna energija i gubitak topline jezgre izračunavaju se prema:

$$Q_E = V_{cg} \cdot i_s, \quad (72)$$

$$Q_w = k_w \cdot S_e \cdot (T_k - T_{SP}) \quad (73)$$

gdje je  $k_w$  (W/m<sup>2</sup>K) koeficijent prijenosa topline i  $T_{SP}$  (K) temperatura svječiće. Koeficijent prijenosa topline i temperatura svječiće ulazni su podaci za podmodel paljenja.

Izračun rasta jezgre plamena izvodi se dok izgorjela masa jezgre dosegne kritičnu vrijednost definiranu sljedećom jednačinom.

$$m_{k,crit} = 4 \cdot d \cdot r_0^2 \cdot \pi \quad (74)$$

gdje  $r_0$  (mm) predstavlja pretpostavljeni kritični radijus jezgre plamena od kojeg se standardni plamen može smatrati turbulentnim. Taj radijus je parametar modela koji treba kalibrirati za specifičnu geometriju motora [14].



## 5. KORIŠTENJE FTM MODELA IZGARANJA U SIMULACIJI RADA MOTORA

Prije kalibracije FTM modela izgaranja bilo je potrebno ispitati osjetljivost pojedinih ulaznih parametara modela na tlak u cilindru i brzinu oslobađanja topline. Nakon toga na temelju tih rezultata model je kalibriran u svakoj od 15 odabranih radnih točaka na način da se tražilo što bolje poklapanje krivulje tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline dobivenih simulacijom sa krivuljama dobivenim na temelju eksperimentalnih rezultata. Zatim je model parametriziran tako što je od parametra koji se pokazao kao najbolje rješenje za kalibraciju načinjena krivulja koja najbolje opisuje promjenu njegovih vrijednosti te je ona iskorištena u modelu za računanje vrijednosti u svakoj radnoj točki. Na kraju je ispitano koji je minimalni broj radnih točaka potreban da bi se model izgaranja kvalitetno kalibrirao.

### 5.1. Analiza osjetljivosti ulaznih parametara

Da bi analizu osjetljivosti bilo moguće provesti, prvo je odabrana jedna radna točka te je uz izbor početnih vrijednosti parametara odabran parametar uz pomoć kojeg su krivulje tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline podešene približno onima koje su dobivene iz eksperimentalnih rezultata. Prvi parametar koji je korišten je konstanta zakašnjenja paljenja  $c_{ign}$ . Budući da u eksperimentalnim podacima postoje vrijednosti o trenutku paljenja, moguće je odrediti vrijednost zakašnjenja paljenja  $\Delta\alpha$ . To je izvedeno na način da je simulacija pokrenuta s gonjenim motorom umjesto izgaranja u cilindru te su istim dijagramom prikazani tlak u cilindru dobiven takvom simulacijom i tlak u cilindru iz eksperimentalnih podataka. Iz takvog dijagrama očitano je kut za koji se okrene koljenasto vratilo od trenutka preskakanja iskre koji je poznat, pa do trenutka u kojem je ostvarena razlika tlaka između te dvije krivulje veća od 0,1 bar. Dobiveni kut zakreta je traženi  $\Delta\alpha$  te je pomoću njega izračunata početna konstanta zakašnjenja paljenja  $c_{ign}$  preko izraza:

$$c_{ign} = \frac{\Delta\alpha}{2 \cdot 10^{-4} \cdot \omega} \quad (75)$$

U Tablica 3 prikazane su početne vrijednosti  $c_{ign}$  za svih 15 radnih točaka.

Tablica 3. Početne vrijednosti  $c_{ign}$ 

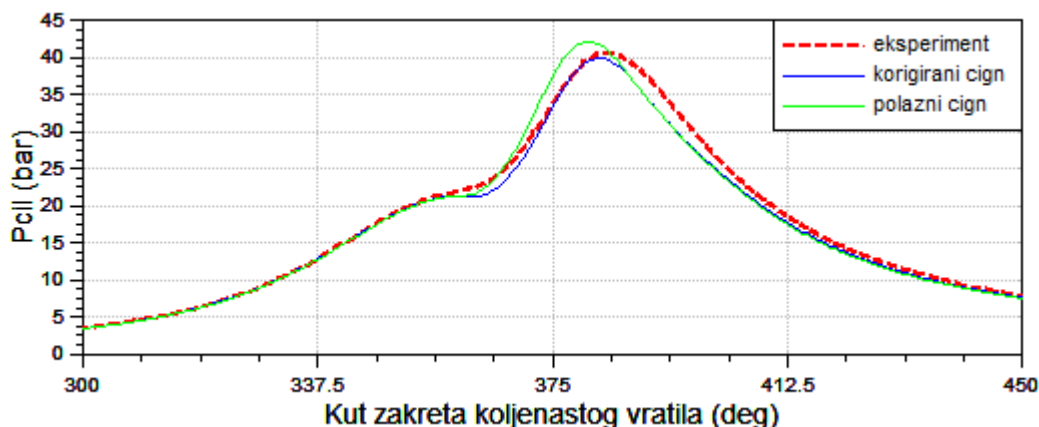
Radna točka	Trenutak paljenja (deg prije GMT)	Zakašnjenje paljenja $\Delta\alpha$ (deg)	$c_{ign}$
RT 1	41	19,2	9,58
RT 2	43,86	22,8	9,75
RT 3	32,09	16,8	4,79
RT 4	20,41	11,5	3,50
RT 5	7,4	7,7	2,46
RT 6	38,73	16,2	5,47
RT 7	46,3	21,6	5,64
RT 8	26,6	11,9	2,67
RT 9	16,47	7,2	1,25
RT 10	6,52	6,1	0,69
RT 11	36,16	16,2	3,37
RT 12	31,43	12,6	1,57
RT 13	21,26	12	1,22
RT 14	18,2	11,4	0,87
RT 15	14,57	9	0,35

Parametri modela turbulencije turbulence factor forward  $T_{ff}$  i turbulence factor backward  $T_{fb}$  postavljeni su tako da intenzitet turbulencije u GMT bude u granicama od 0,5 do 2 puta srednja brzina klipa. Odabrane vrijednosti su  $T_{ff}=0,1$  i  $T_{fb}=0,05$ .

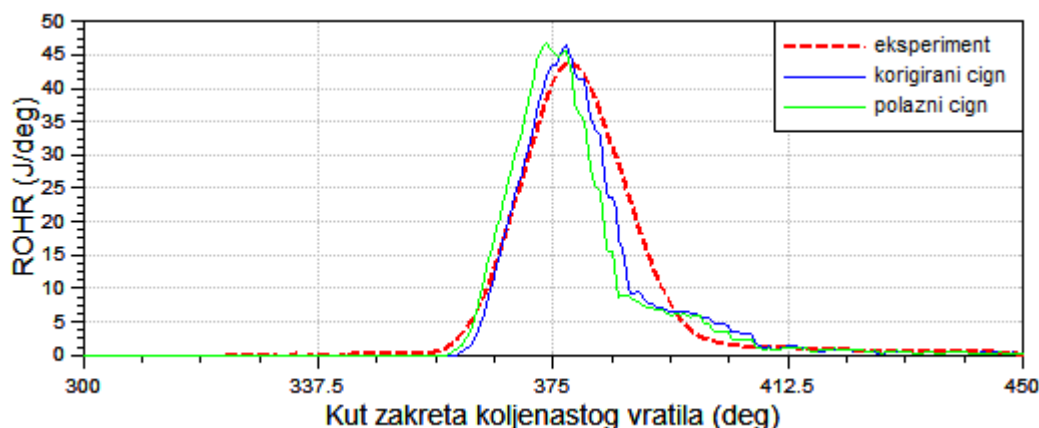
Preostali parametri koji su korišteni su multiplikator za izračun turbulentne brzine širenja plamena  $C_m$  i integralna duljina turbulentnih vrtloga  $L_{scl}$ , a njihove početne vrijednosti su  $C_m=1,35$  i  $L_{scl}=0,35$ .

Za analizu osjetljivosti odabrana je radna točka RT 5, odnosno radna točka s maksimalnim opterećenjem pri brzini vrtnje od 2000 okretaja u minuti. Simulacija je prvo provedena s početnim vrijednostima konstanti, a zatim je konstanta zakašnjenja paljenja  $c_{ign}$  namještana da bi dobili što bolje poklapanje tlaka u cilindru i brzine

oslobađanja energije. Konačno uzeta je vrijednost  $c_{ign} = 3$ . Zbog bolje preglednosti krivulje tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline uspoređene su samo u visokotlačnom djelu procesa, a prikazane su Slika 28 i Slika 29.



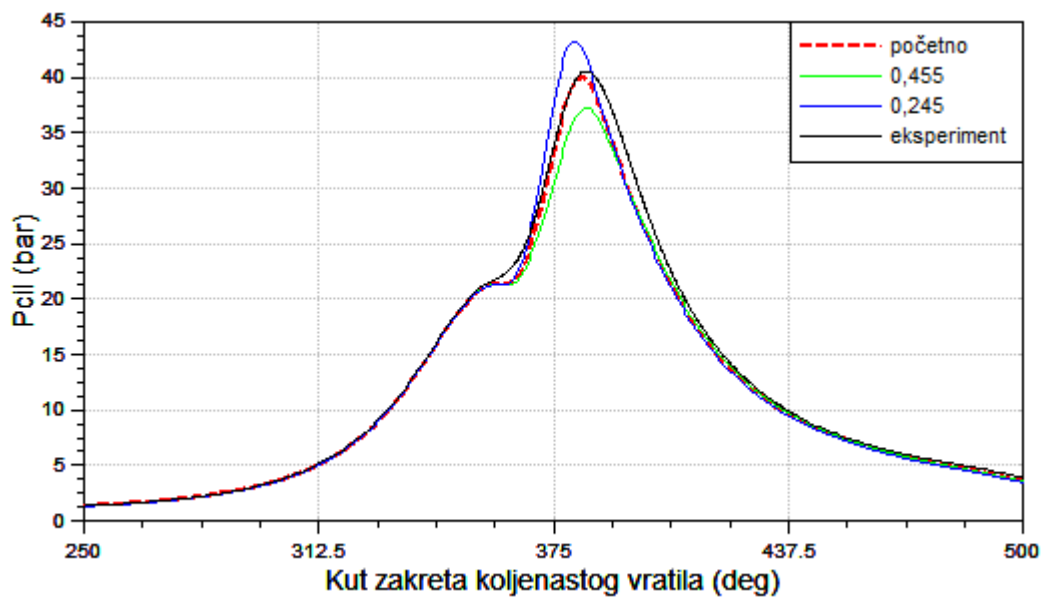
Slika 28. Usporedba tlaka u cilindru u RT5 kod korekcije  $c_{ign}$



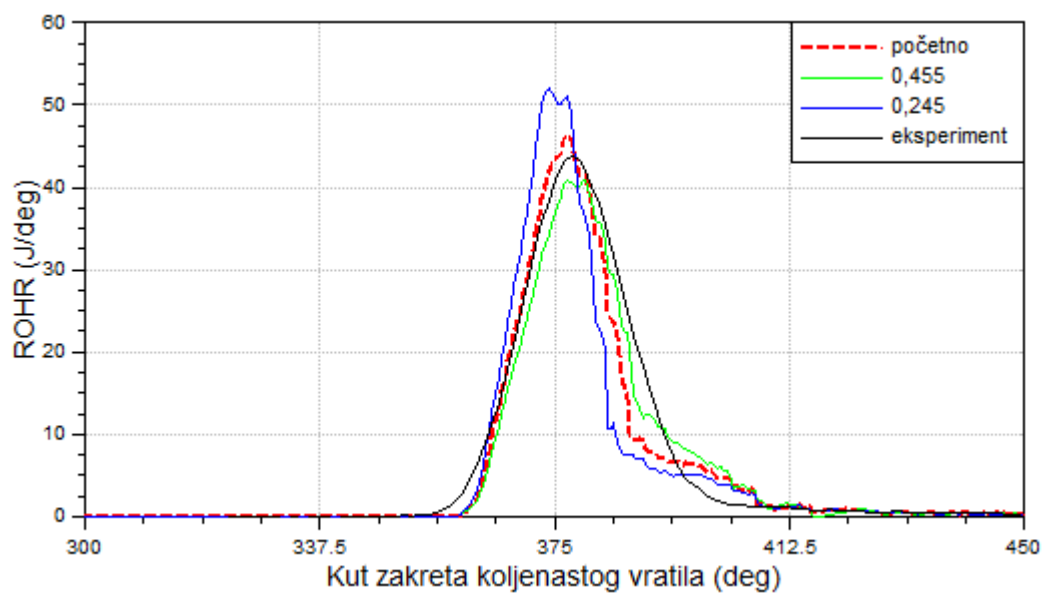
Slika 29. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcije  $c_{ign}$

Zatim je ta vrijednost  $c_{ign}$  uzeta kao referentna za tu radnu točku, a ispitan je utjecaj ostala četiri parametra na krivulje. Osjetljivost je ispitivana na način da je vrijednost svakog od parametara pojedinačno povećana i smanjena za približno 30% u odnosu na početne vrijednosti te je uspoređeno što se događa s krivuljama.

Parametar  $L_{scl}$  čija je početna vrijednost bila 0,35 ispitan je s vrijednostima 0,455 i 0,245, a rezultati su prikazani Slika 30 i Slika 31.



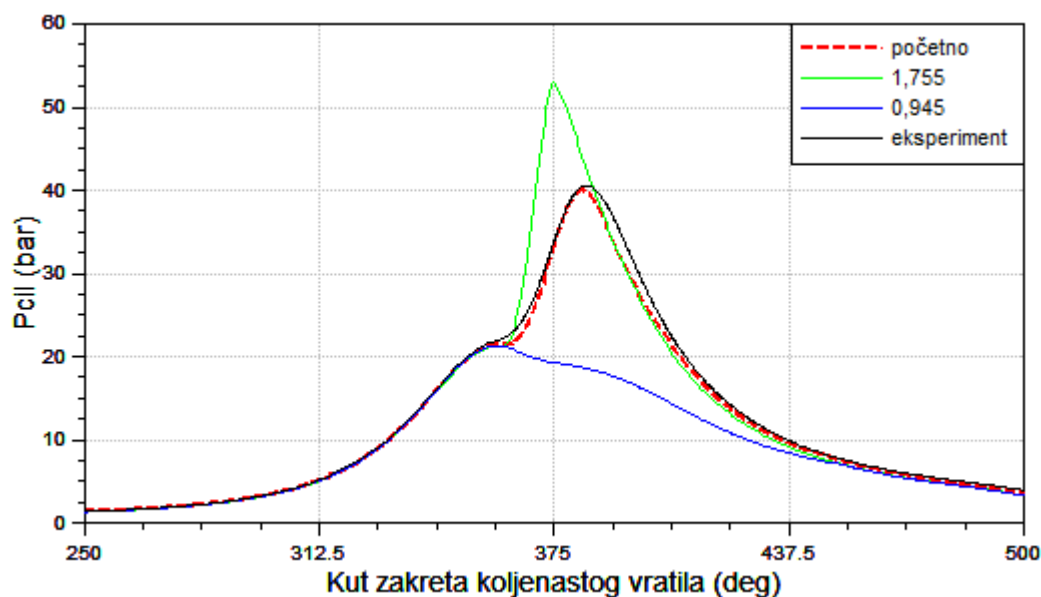
Slika 30. Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije  $L_{scl}$



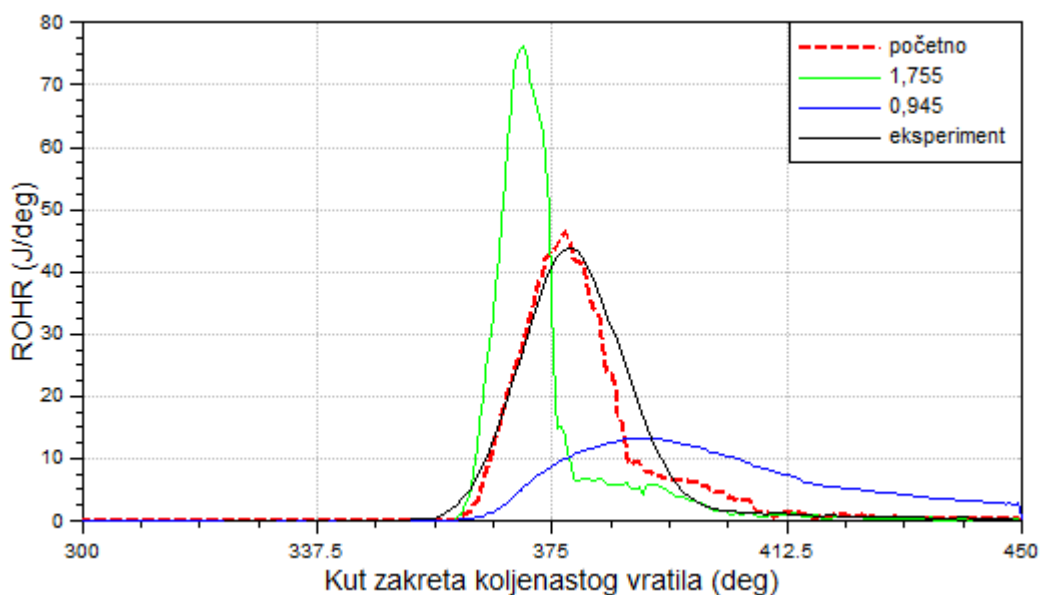
Slika 31. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcije  $L_{scl}$

Uočeno je da povećanjem vrijednosti parametra dobivamo niži tlak i brzinu oslobađanja topline i obrnuto.

Sljedeći ispitani parametar je  $C_m$  čija je početna vrijednost bila 1,35, a ispitani su s vrijednostima 1,755 i 0,945. Dobiveni rezultati prikazani su Slika 32 i Slika 33.



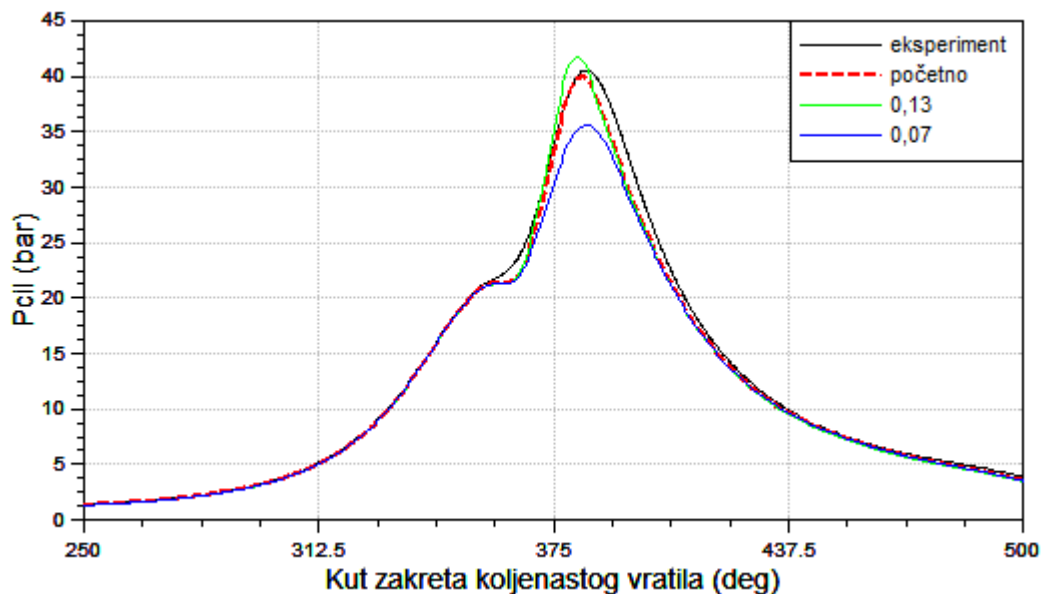
Slika 32. Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije  $C_m$



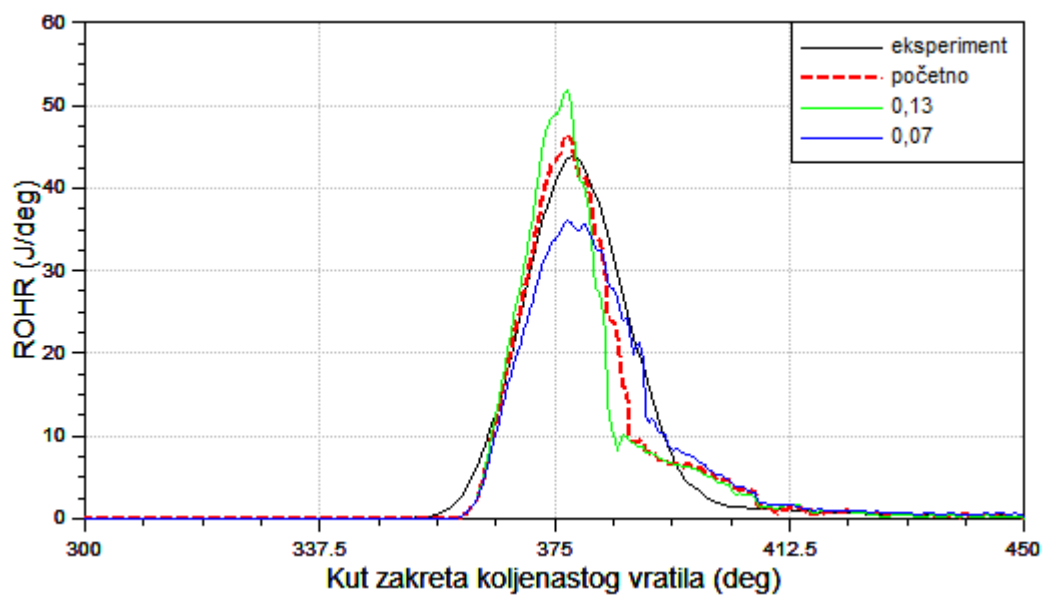
Slika 33. Brzina oslobađanja topline RT 5 korekcija  $C_m$

Iz rezultata je vidljivo da povećanjem vrijednosti parametra  $C_m$  dobivamo viši tlak u cilindru i brzinu oslobađanja topline i obrnuto, te da su te promjene izraženije od promjena dobivenih korekcijom vrijednosti parametra  $L_{scl}$ .

Još su za ispitivanje preostali parametri modela turbulencije te je tako  $T_{ff}$  čija je početna vrijednost 0,1 ispitan s vrijednostima 0,13 i 0,07, a dobiveni rezultati prikazani su Slika 34 i Slika 35.



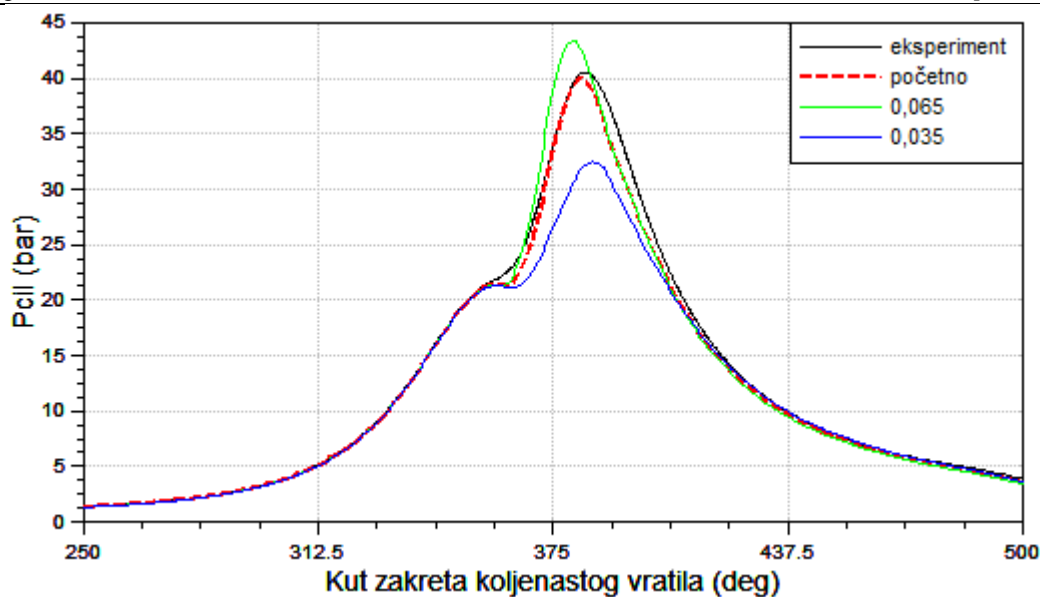
Slika 34. Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije  $T_{ff}$



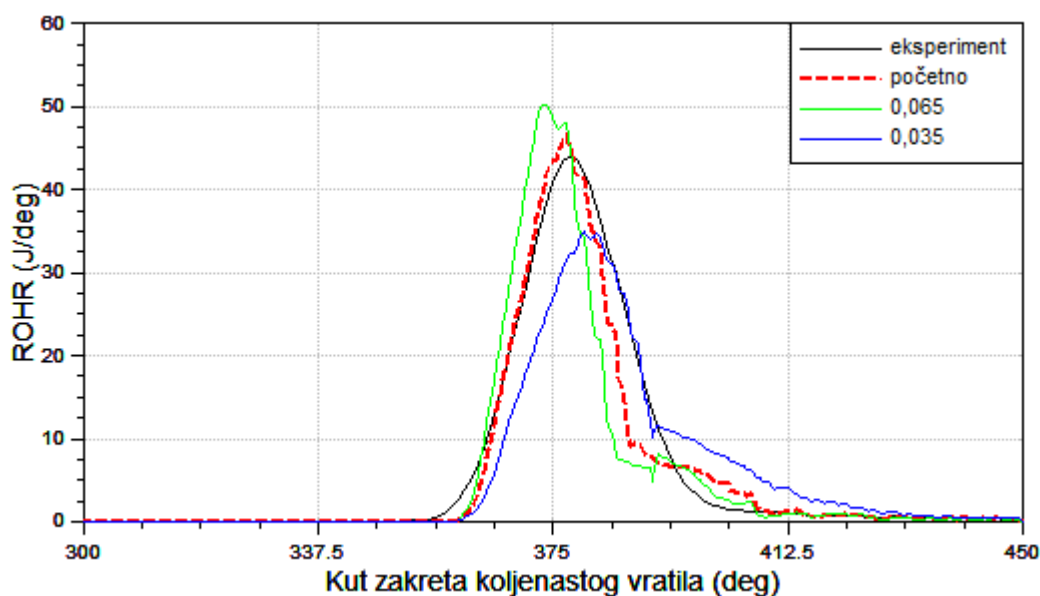
Slika 35. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcije  $T_{ff}$

Više vrijednosti parametra daju i više vrijednosti tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline i obrnuto.

Posljednji ispitivani parametar je  $T_{fb}$  čija je početna vrijednost iznosila 0,05, a ispitivan je s vrijednostima 0,065 i 0,035 te su dobiveni rezultati prikazani Slika 36 i Slika 37.



Slika 36. Usporedba tlaka u cilindru u RT 5 kod korekcije  $T_{fb}$



Slika 37. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 5 kod korekcija  $T_{fb}$

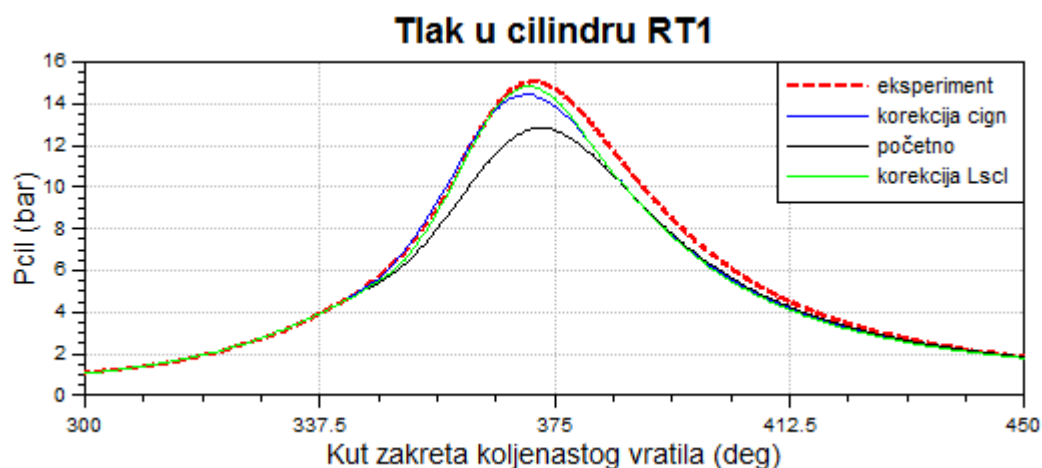
Uočljivo je da povećanjem vrijednosti parametra dobivamo više vrijednosti tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline i obrnuto.

Ovi rezultati će nam kasnije poslužiti za lakšu kalibraciju modela izgranja na preostalim radnim točkama.

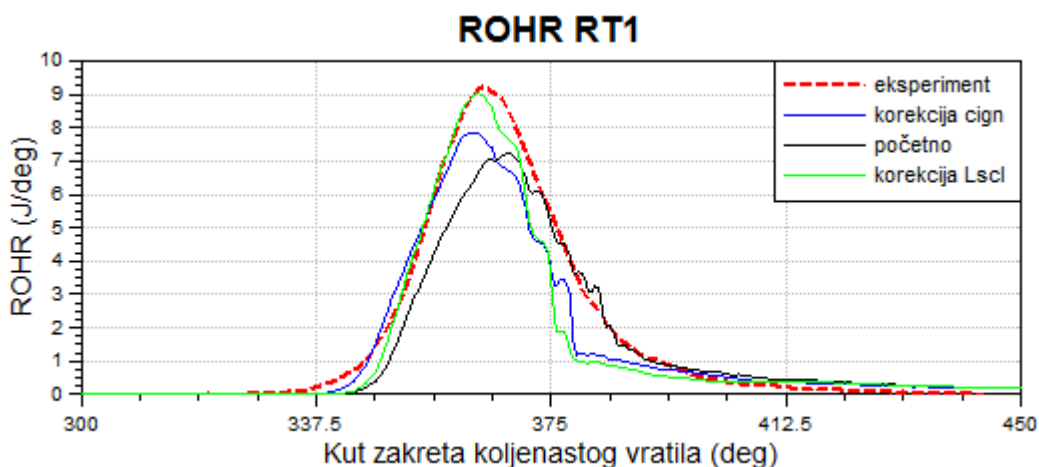
## 5.2. Kalibracija konstanti za odabranih 15 radnih točaka

Nakon analize osjetljivosti ulaznih parametara donesen je zaključak da su za kalibraciju modela najpogodniji parametri  $c_{ign}$  i  $L_{scl}$ . Kalibracija je izvedena na sličan način kao i analiza osjetljivosti s tim da su kod kalibracije parametri  $C_m$ ,  $T_{ff}$  i  $T_{fb}$  uzeti kao konstante, a promjenama  $c_{ign}$  i  $L_{scl}$  pokušavalo se što više približiti eksperimentalno dobivenim krivuljama. U prvom slučaju mjenjana je vrijednost parametra  $c_{ign}$  dok je parametar  $L_{scl}$  postavljen na početnu vrijednost, a u drugom slučaju je vrijednost parametra  $L_{scl}$  mjenjana, a vrijednost  $c_{ign}$  je postavljena na vrijednost iz Tablica 3.

Na Slika 38 i Slika 39 prikazani su dijagrami tlaka u cilindru i brzine oslobađanja topline za oba načina kalibriranja u RT 1.



Slika 38. Usporedba tlaka u cilindru u RT 1 kod kalibracije  $c_{ign}$  i  $L_{scl}$



Slika 39. Usporedba brzine oslobađanja topline u RT 1 kod kalibracije  $c_{ign}$  i  $L_{scl}$



Na isti je način provedna kalibracija na svih 15 radnih točaka a konačni parametri za oba načina kalibracije prikazani su u Tablica 4.

**Tablica 4. Vrijednosti kalibriranih parametara za 15 RT**

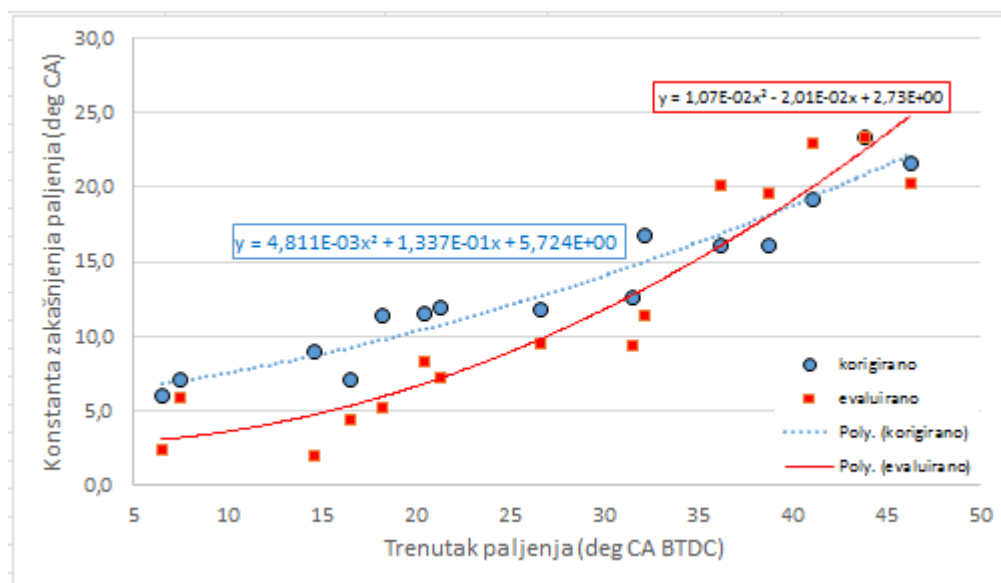
Radna točka	Kalibracija $c_{ign}$	Kalibracija $L_{scl}$
RT 1	8	0,2
RT 2	9,75	0,35
RT 3	7	0,8
RT 4	4,8	0,65
RT 5	3	0,44
RT 6	4,5	0,2
RT 7	6	0,4
RT 8	3,3	0,55
RT 9	2	0,6
RT 10	1,7	0,9
RT 11	2,7	0,15
RT 12	2,1	0,6
RT 13	2	1,1
RT 14	1,9	1,6
RT 15	1,5	1,8

Kod nekih radnih točaka je zadovoljavajuće rezultate moguće postići na oba načina kalibracije, ali kod viših brzina vrtnje kalibracija parametra  $c_{ign}$  daje nešto bolje rezultate pa ona dobiva prednost.

### 5.3. Parametrizacija modela na temelju 15 RT

U prethodnom djelu dobiveni su rezultati kalibracije modela u odabраних 15 radnih točaka, te je sljedeći korak upotrijebiti ih za kalibraciju cijelog radnog područja motora. Budući da se kalibracija parametra  $c_{ign}$  pokazala boljim izborom, dobivene vrijednosti za

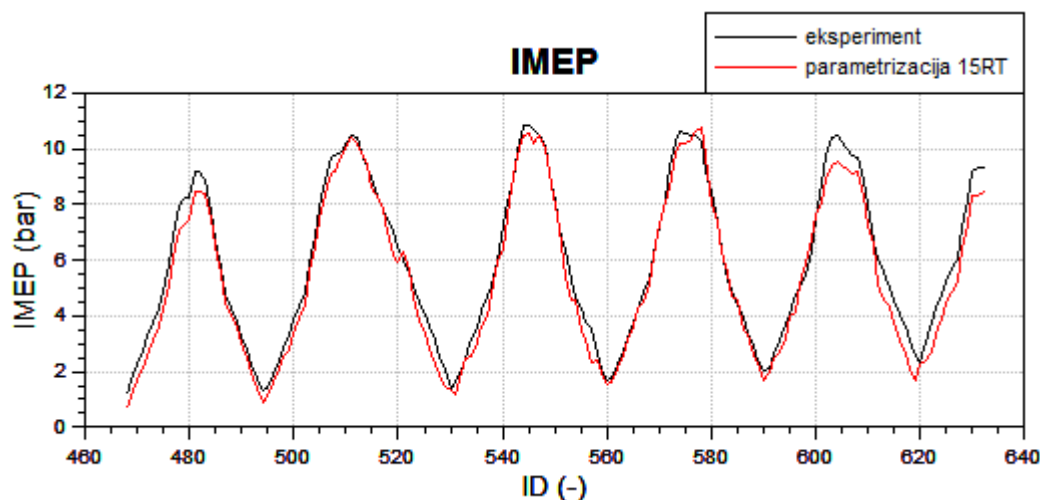
15 radnih točaka ubačene su u dijagram koji je prikazan Slika 40 te je na temelju točaka dobivena krivulja drugog reda čija funkcija je prikazana izrazom (76).



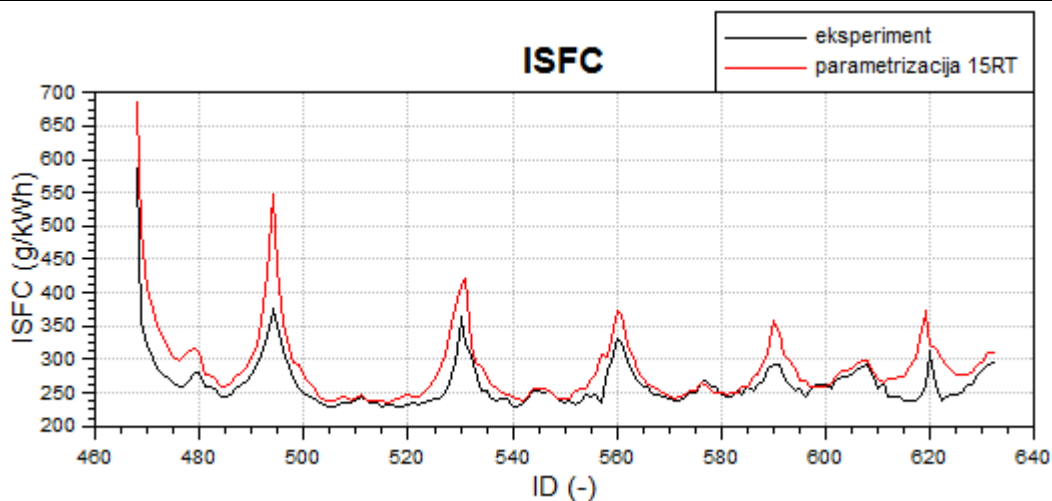
**Slika 40. Usporedba evaluirane i korigirane krivulje konstante zakašnjenja paljenja za 15RT**

$$y = 4.811 \cdot 10^{-3} x^2 + 1.337 \cdot 10^{-1} x + 5.724 \quad (76)$$

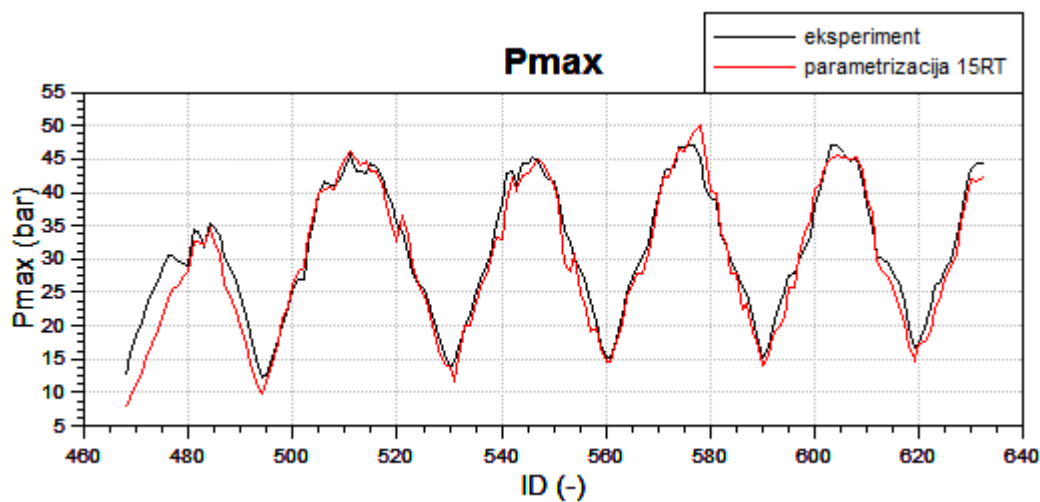
Ta je funkcija ubačena u simulacijski alat te je on na taj način računao parametar  $C_{ign}$  za sve 162 radne točke, a dobiveni rezultati uspoređeni su sa eksperimentalnima i prikazani na Slika 41 Slika 42 Slika 43 Slika 44.



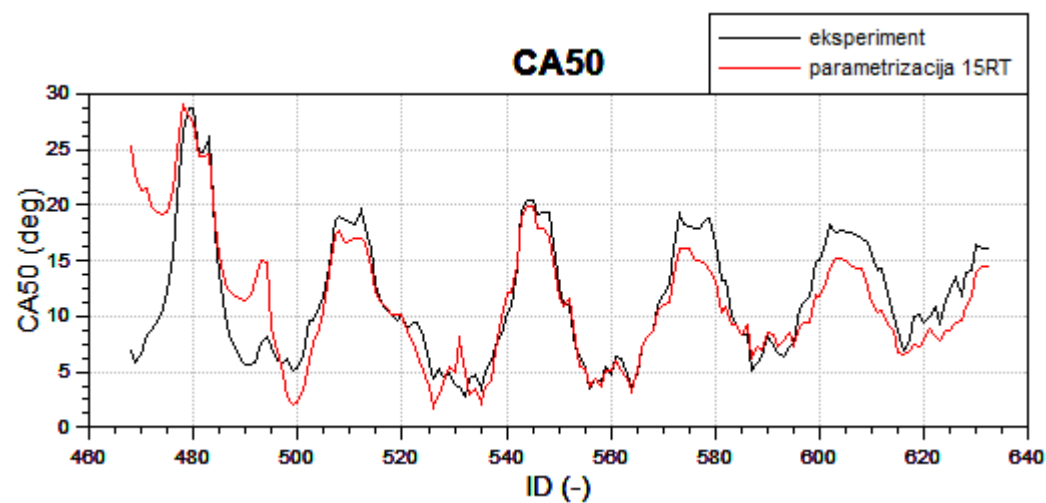
**Slika 41. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i parametrizacije s 15RT**



Slika 42. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i parametrizacije s 15 RT

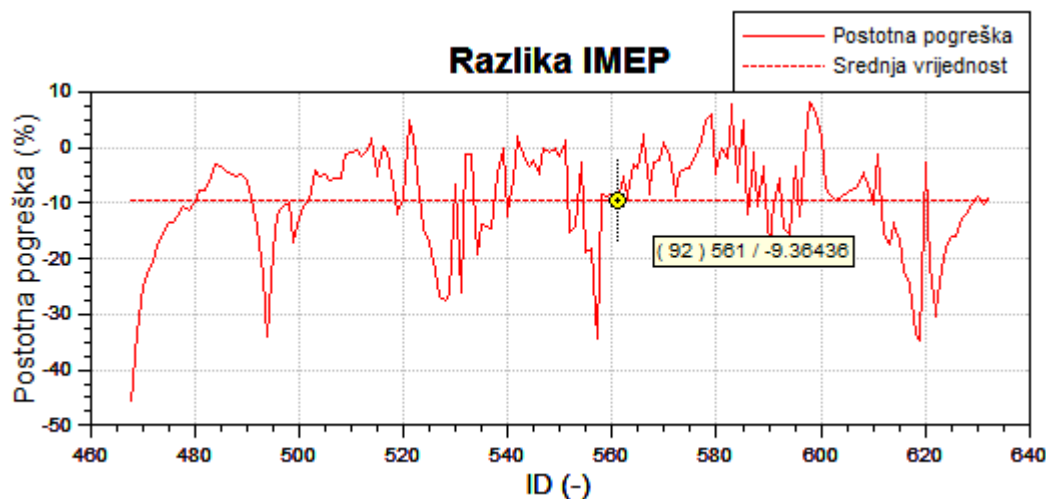


Slika 43. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i parametrizacije s 15 RT

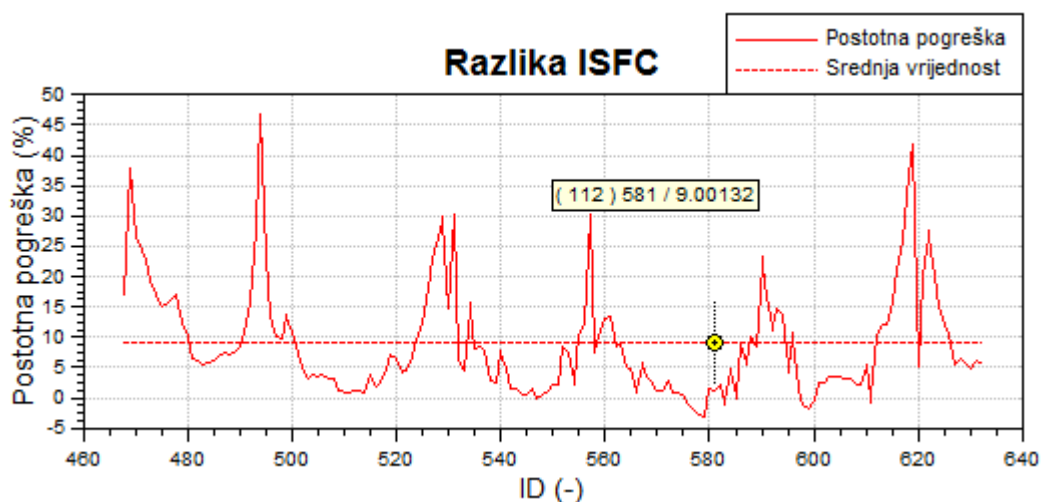


Slika 44. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i parametrizacije s 15 RT

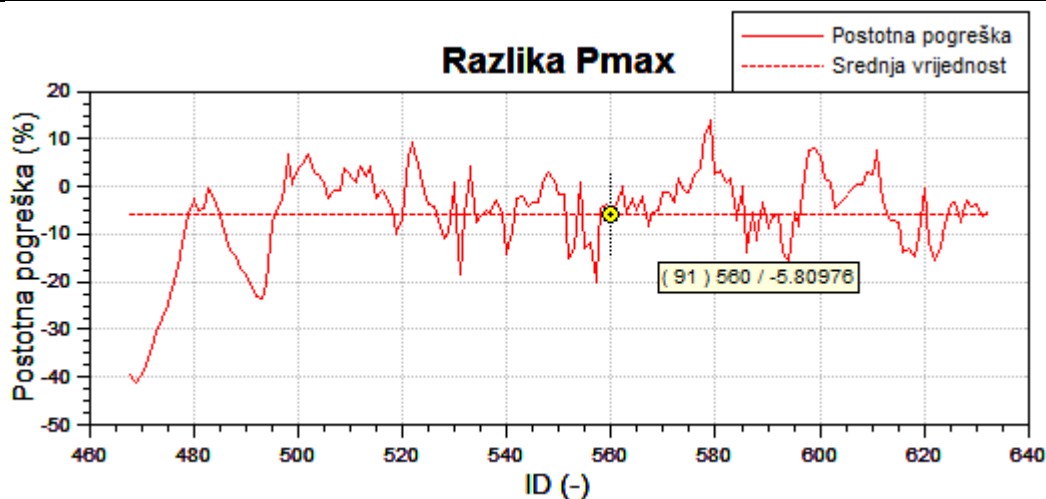
Vidljivo je da su poklapanja vizualno dosta dobra, a kod svih uspoređenih vrijednosti srednja pogreška nalazi se unutar 10% što je vidljivo iz dijagrama na slikama Slika 45 Slika 46 Slika 47 Slika 48 te se može reći da je moguće dovoljno dobro opisati rad motora u cijelom radnom području uz kalibraciju 15 radnih točaka.



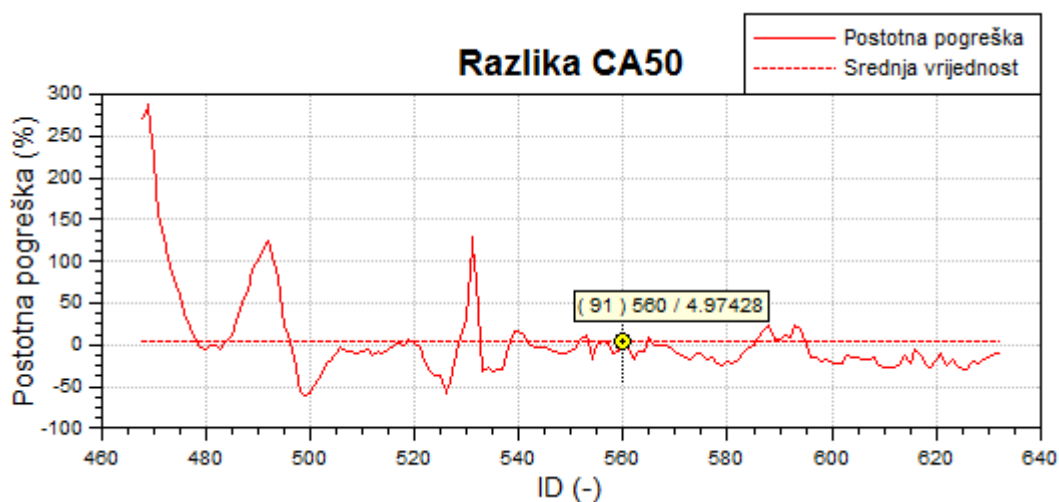
Slika 45. Razlika indiciranog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom s 15 RT



Slika 46. Razlika specifične efektive potrošnje goriva dobivena parametrizacijom s 15 RT



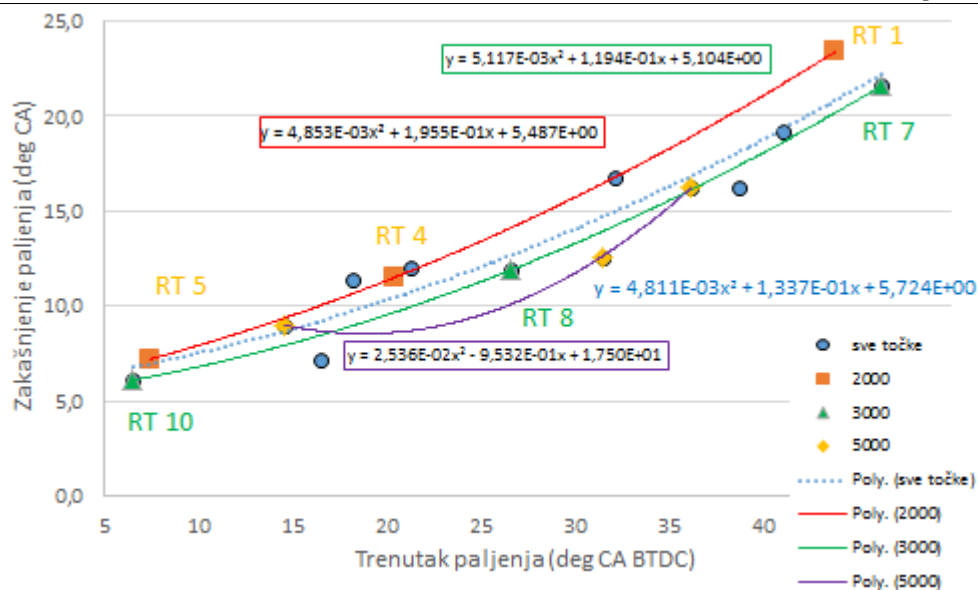
Slika 47. Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivena parametrizacijom s 15 RT



Slika 48. Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivena parametrizacijom s 15 RT

#### 5.4. Određivanje minimalnog broja radnih točaka za kalibraciju FTM modela izgaranja

U prošlom odjeljku pokazano je da se pomoću podataka od 15 radnih točaka može opisati cijelo radno područje motora, ali postavlja se pitanje koji je minimalni broj radnih točaka koji omogućuje sličan postupak s dovoljnom točnošću. Na Slika 49 prikazan je dijagram parametriziranih krivulja za svaku od analiziranih brzina vrtnje na način da su za krivulju uzete samo 3 radne točke na svakoj brzini vrtnje koje opisuju cijelo radno područje motora što sličnije krivulji koja je dobivena korištenjem svih 15 radnih točaka.



Slika 49. Parametrizirane krivulje na različitim brzinama vrtnje

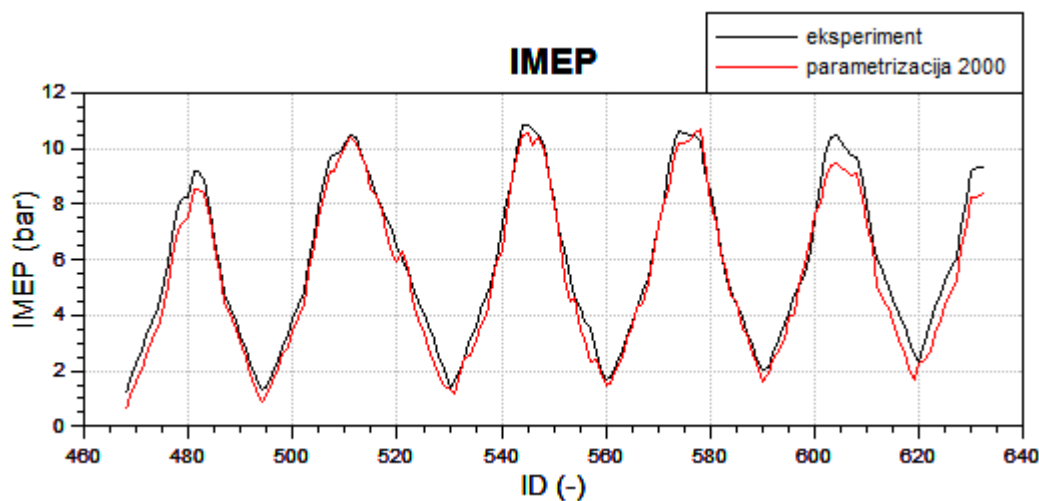
Vidljivo je da su krivulje dobivene za 2000 i 3000 min<sup>-1</sup> slične onoj za dobivenoj za svih 15 radnih točaka, dok je ona za 5000 različita te se neće uzeti u obzir.

Funkcija kojom je opisan  $c_{ign}$  dobivena za 2000 min<sup>-1</sup> prikazana je izrazom (77), a ona za 3000 min<sup>-1</sup> izrazom (78).

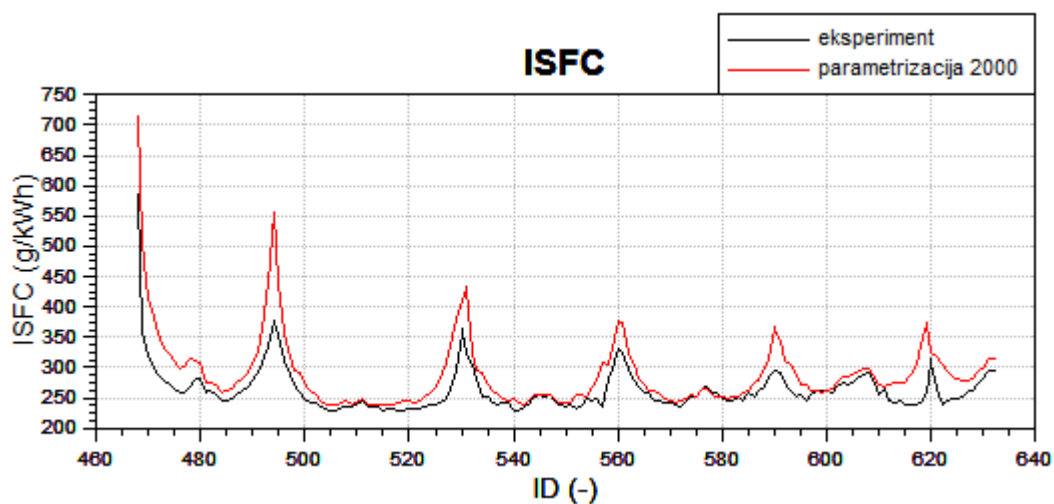
$$y = 4.853 \cdot 10^{-3} x^2 + 1.955 \cdot 10^{-1} x + 5.487 \quad (77)$$

$$y = 5.117 \cdot 10^{-3} x^2 + 1.194 \cdot 10^{-1} x + 5.104 \quad (78)$$

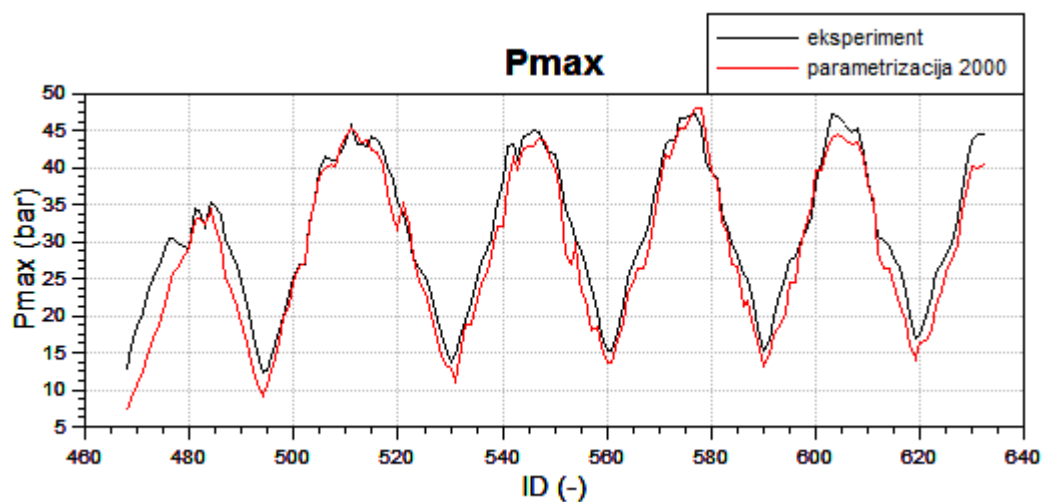
Nakon što je simulacija provedena koristeći izraz (77) dobiveni su rezultati uspoređeni s eksperimentalnima i prikazani Slika 50 Slika 51 Slika 52 Slika 53.



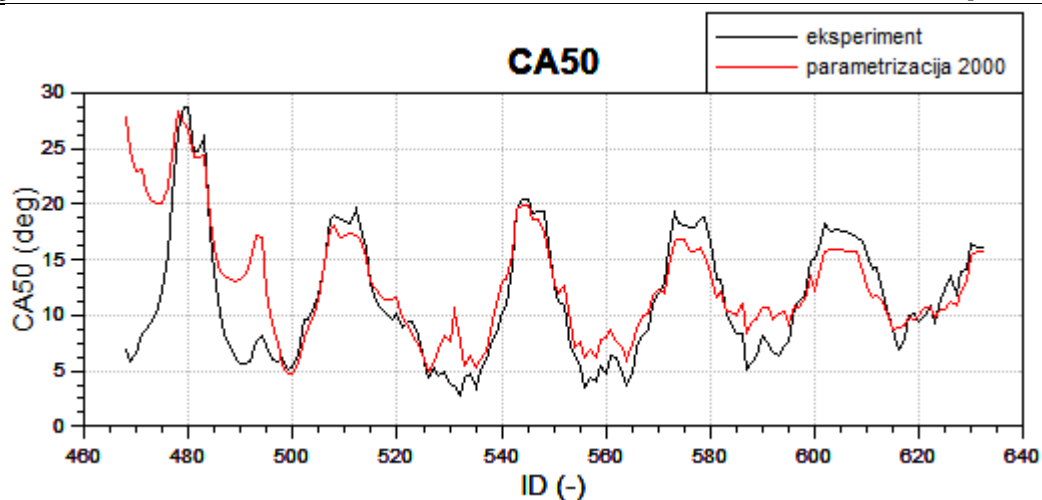
Slika 50. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i parametrizacije na 2000 min<sup>-1</sup>



Slika 51. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i parametrizacije na  $2000 \text{ min}^{-1}$

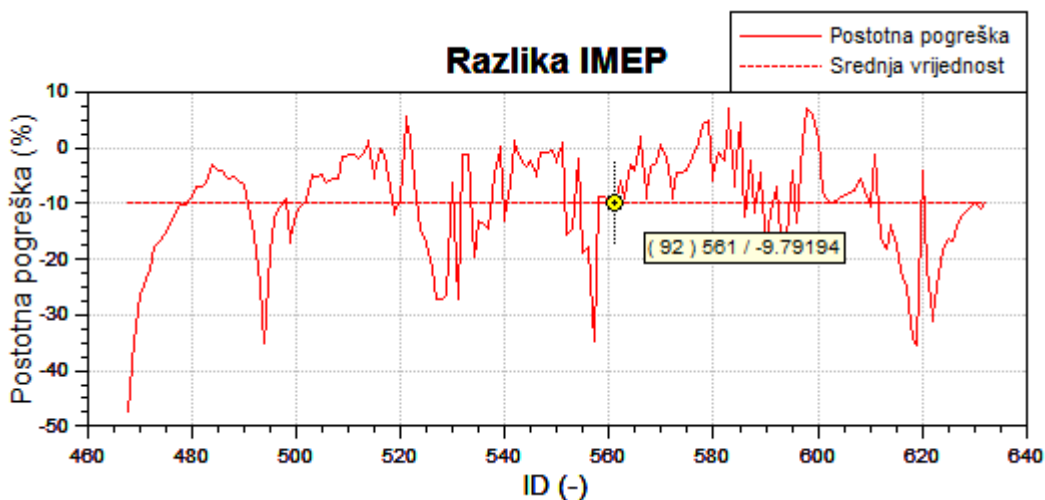


Slika 52. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i parametrizacije na  $2000 \text{ min}^{-1}$



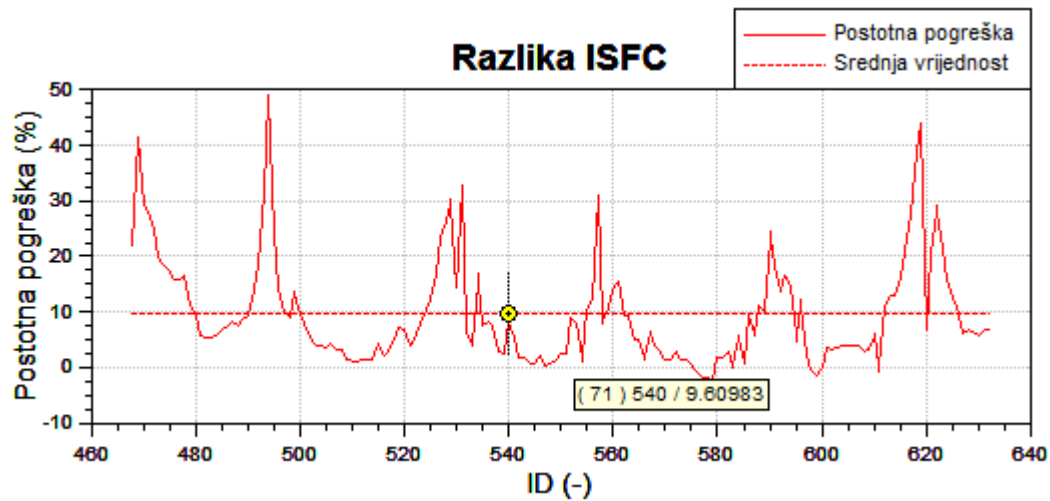
Slika 53. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i parametrizacije na  $2000 \text{ min}^{-1}$

Dobiveni rezultati slični su onima dobivenim parametrizacijom svih 15 radnih točaka te se može zaključiti da su i 3 radne točke na ovoj brzini vrtnje dovoljne za kalibraciju modela izgaranja. Razlike u rezultatima prikazane su na Slika 54 Slika 55 Slika 56 Slika 57.

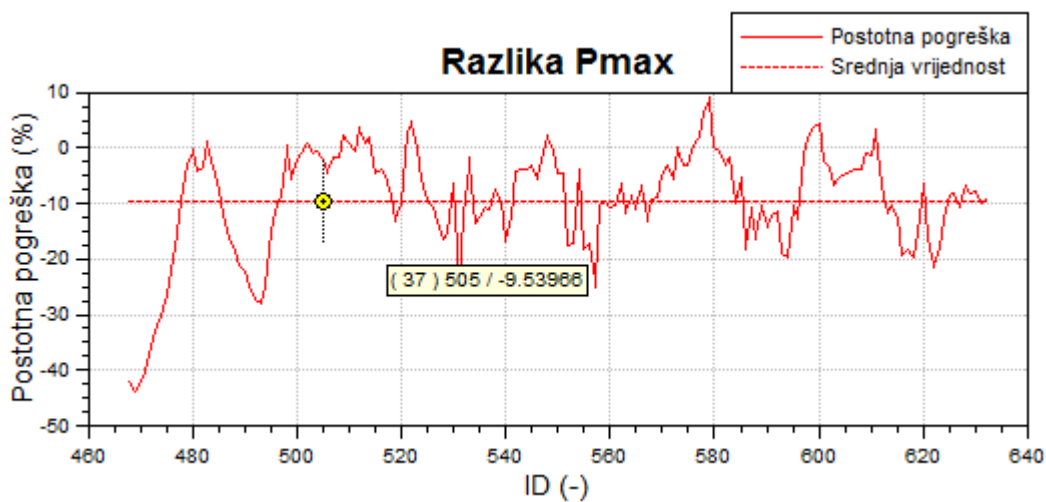


Slika 54. Razlika indiciranog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na  $2000 \text{ min}^{-1}$

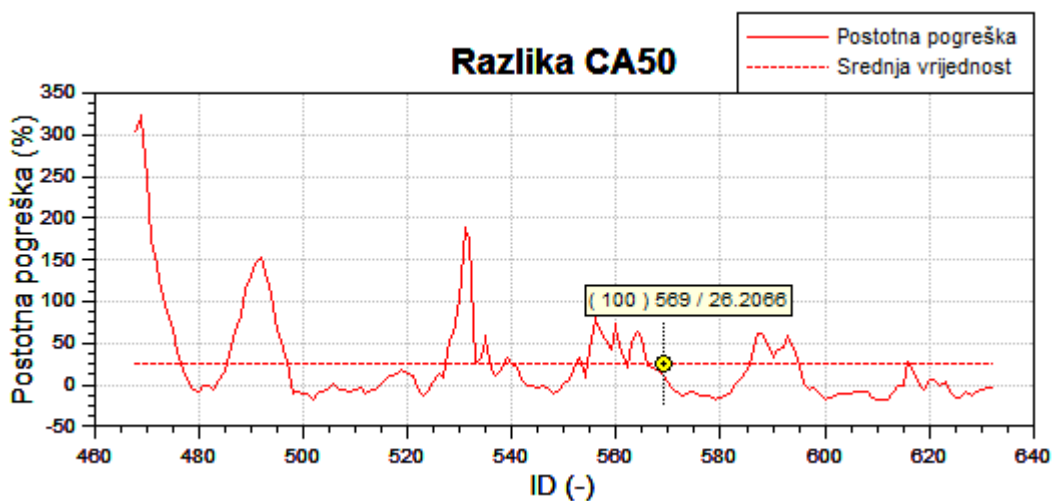




Slika 55. Razlika specifične efektivne potrošnje goriva dobivene parametrizacijom na  $2000 \text{ min}^{-1}$

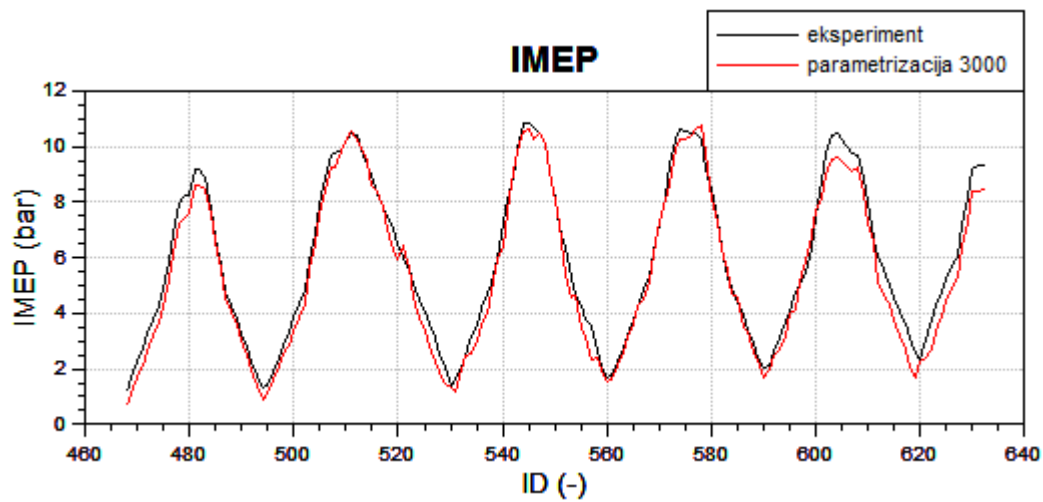


Slika 56. Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na  $2000 \text{ min}^{-1}$

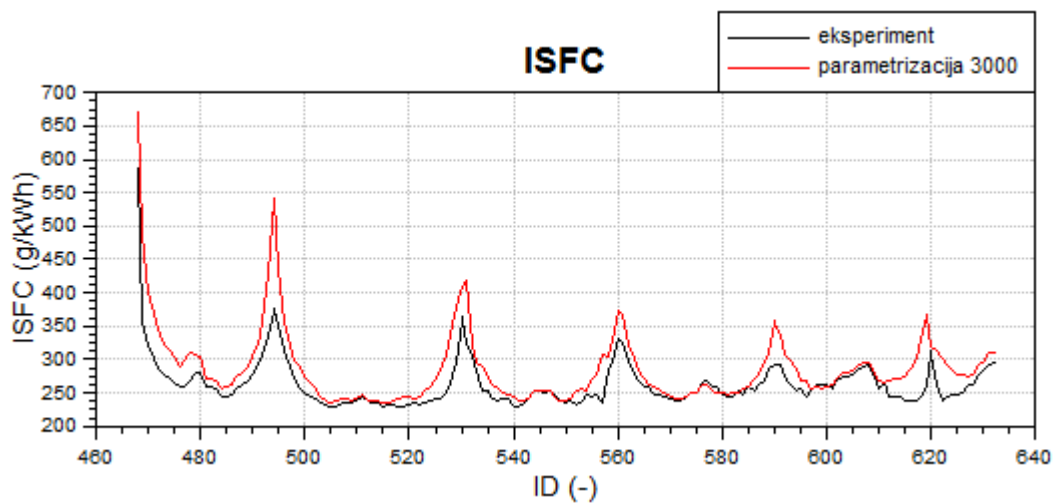


Slika 57. Razlika težišta izgaranja dobivenog parametrizacijom na  $2000 \text{ min}^{-1}$

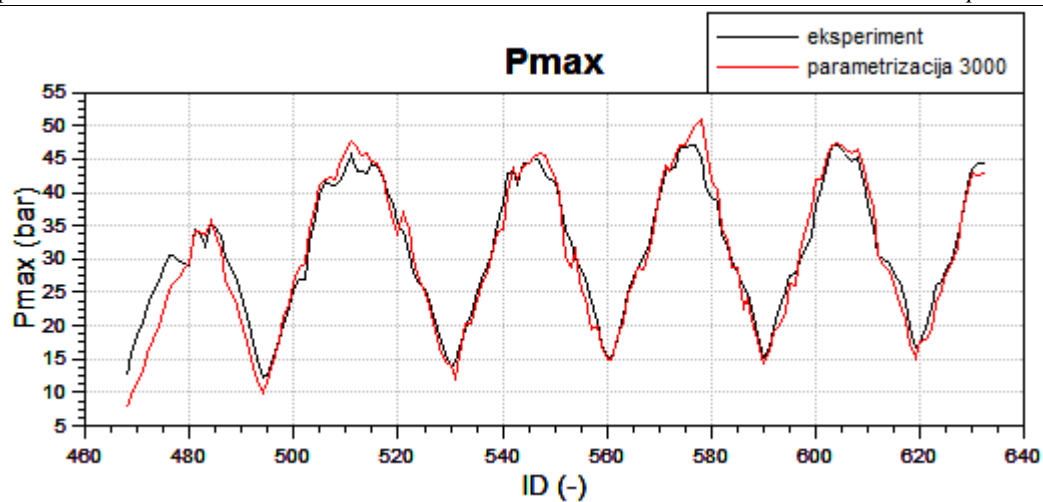
Isti je postupak još jednom ponovljen uz korištenje izraza (78), a dobiveni su rezultati uspoređeni s eksperimentalnima i prikazani Slika 58, Slika 59, Slika 60 i Slika 61.



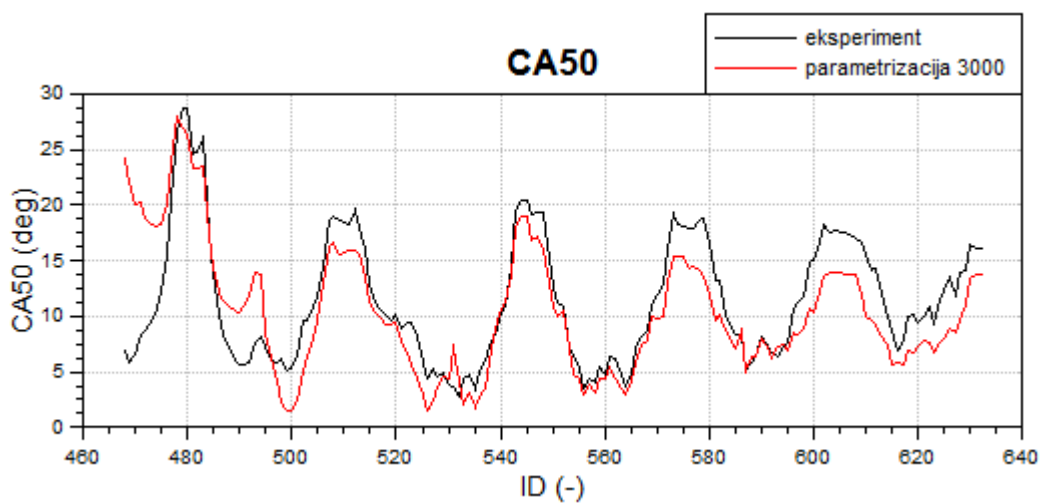
Slika 58. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i parametrizacije na  $3000 \text{ min}^{-1}$



Slika 59. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i parametrizacije na  $3000 \text{ min}^{-1}$

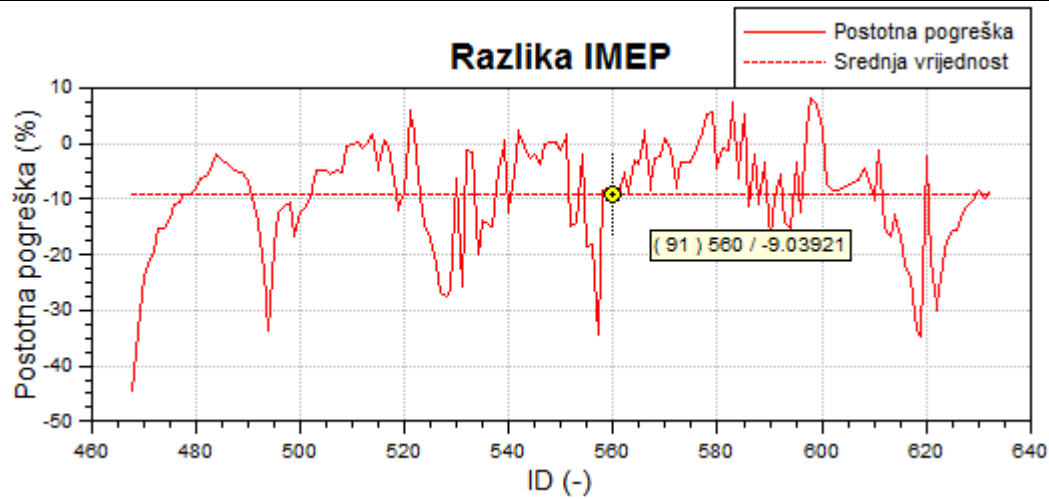
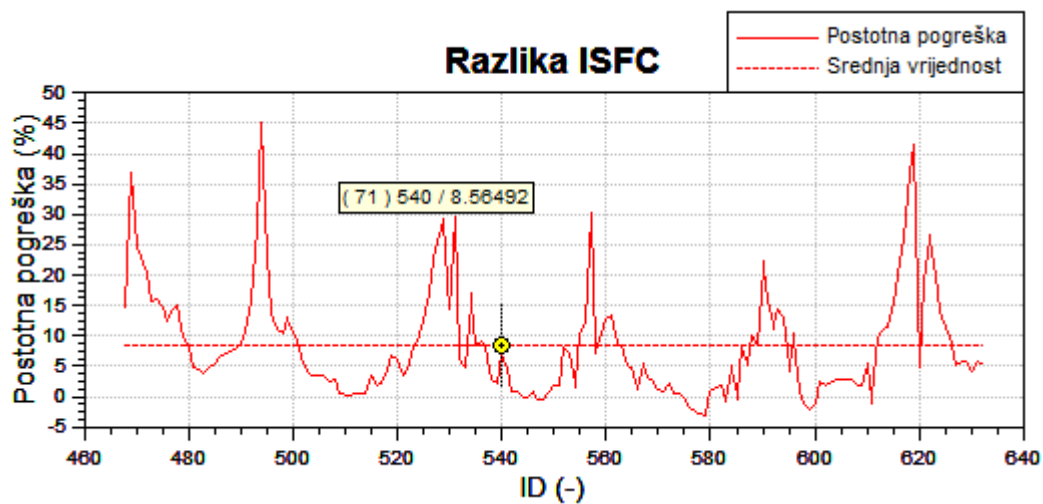
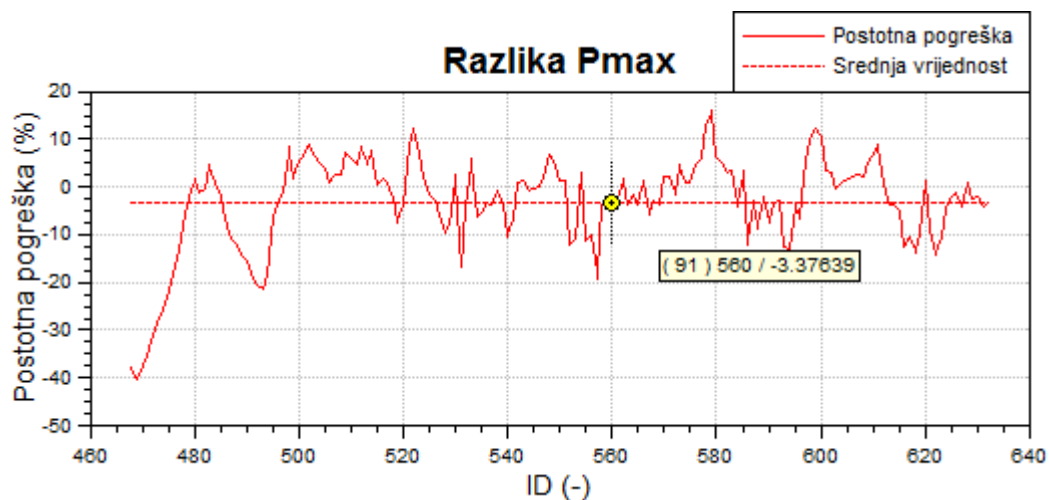


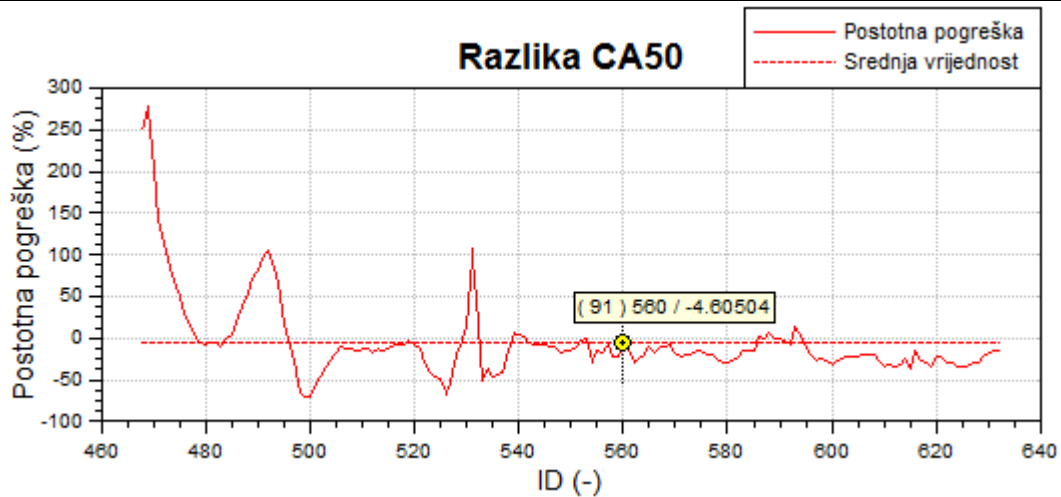
Slika 60. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min<sup>-1</sup>



Slika 61. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i parametrizacije na 3000 min<sup>-1</sup>

Razlike između rezultata prikazane su na Slika 62 Slika 63 Slika 64 Slika 65.

Slika 62. Razlika indiciranog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na  $3000 \text{ min}^{-1}$ Slika 63. Razlika specifične efektivne potrošnje goriva dobivene parametrizacijom na  $3000 \text{ min}^{-1}$ Slika 64. Razlika vršnog tlaka u cilindru dobivenog parametrizacijom na  $3000 \text{ min}^{-1}$



Slika 65. Razlika težišta izgaranja dobivenog parametrizacijom na  $3000 \text{ min}^{-1}$

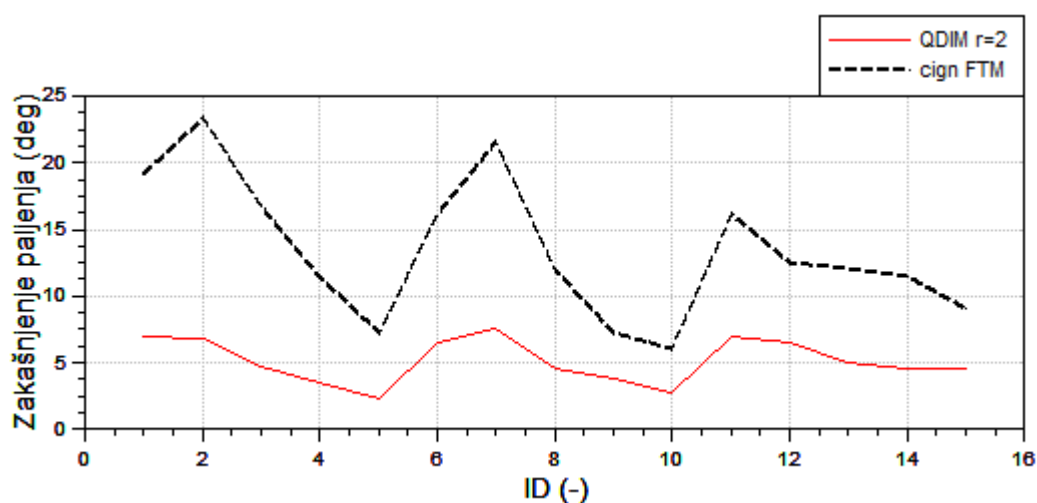
Na temelju rezultata vidljivo je da se FTM model izgaranja može kalibrirati pomoću podataka za samo 3 radne točke na  $2000$  ili  $3000 \text{ min}^{-1}$  u ovom slučaju dok kod viših brzina vrtnje rezultati ne bi pratili eksperimentalne. U ova oba slučaja srednje pogreške nalaze se unutar 10% što se može prihvatiti kao zadovoljavajuće.

## 6. KORIŠTENJE KVAZIDIMENZIJSKOG MODELA RASTA JEZGRE PLAMENA U SIMULACIJI RADA MOTORA

Za korištenje kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena potrebno je definirati geometriju svjeće, a vrijednosti su uzete iz stvarnih podataka svjeće. Parametar koji najviše utječe na rezultate je kritični radijus jezgre plamena  $r$  (mm), a njegove se vrijednosti najčešće kreću od 2 do 8 mm.

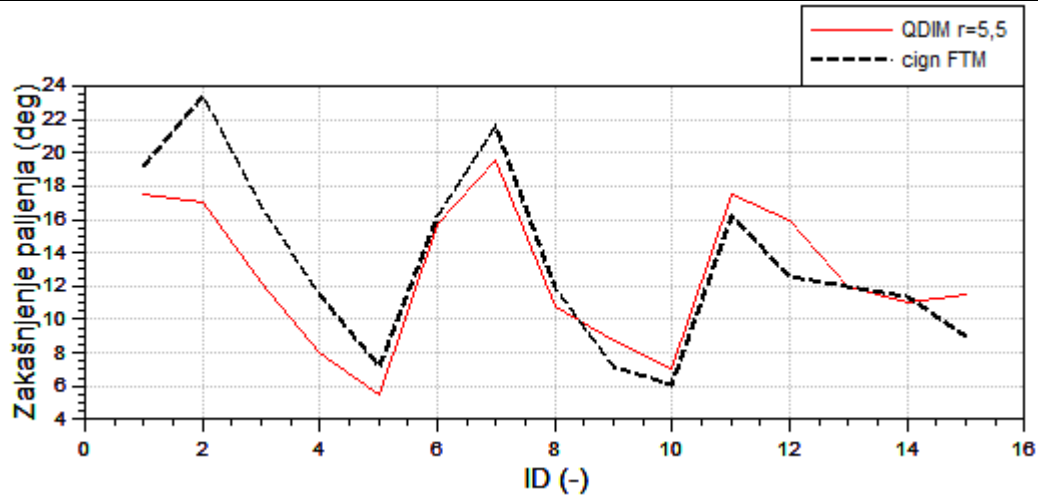
### 6.1. Kalibracija kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena pomoću 15 radnih točaka

Parametar koji je korišten za kalibraciju je kritični radijus jezgre plamena  $r$ , te je za početak uzeta vrijednost od 2 mm, a u dijagramu je uspoređeno zakašnjenje paljenja u korištenih 15 radnih točaka dobiveno tim modelom i zakašnjenje paljenja dobiveno iz kalibriranih vrijednosti  $c_{ign}$  u FTM modelu izgaranja. Dijagram je prikazan na Slika 66.



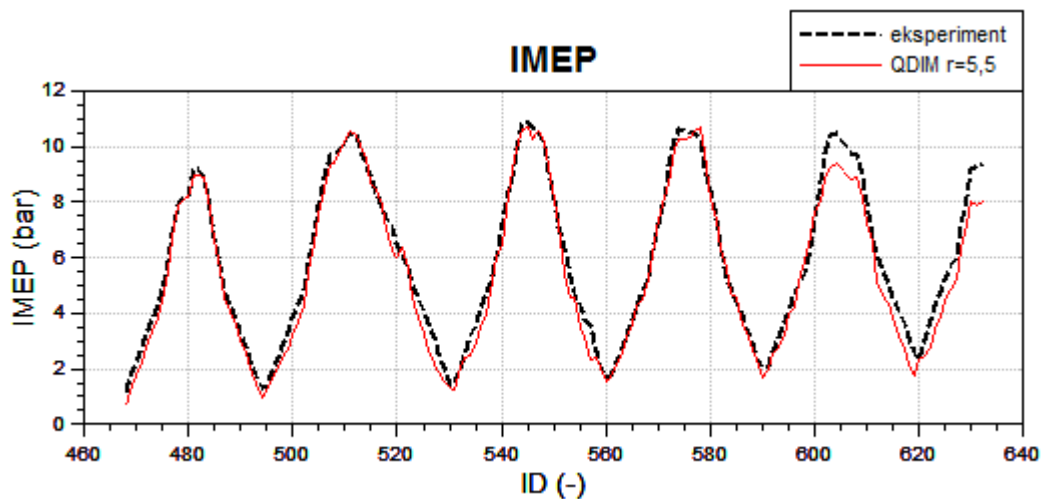
Slika 66. Početna usporedba zakašnjenja paljenja FTM i QDIM modela

Vidljivo je kako su vrijednosti zakašnjenja paljenja niže kod QDIM modela stoga je radijus jezgre plamena  $r$  povećavan dok se vrijednosti nisu približile, a to je postignuto kod vrijednosti 5,5 mm te je usporedba prikazana dijagramom na Slika 67.

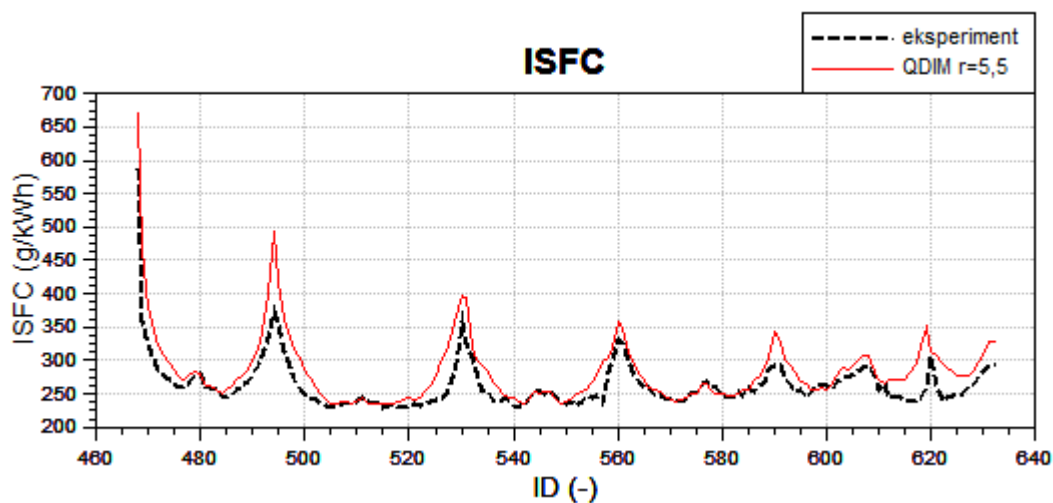


Slika 67. Kalibrirano zakašnjenje paljenja QDIM modela u odnosu na FTM model

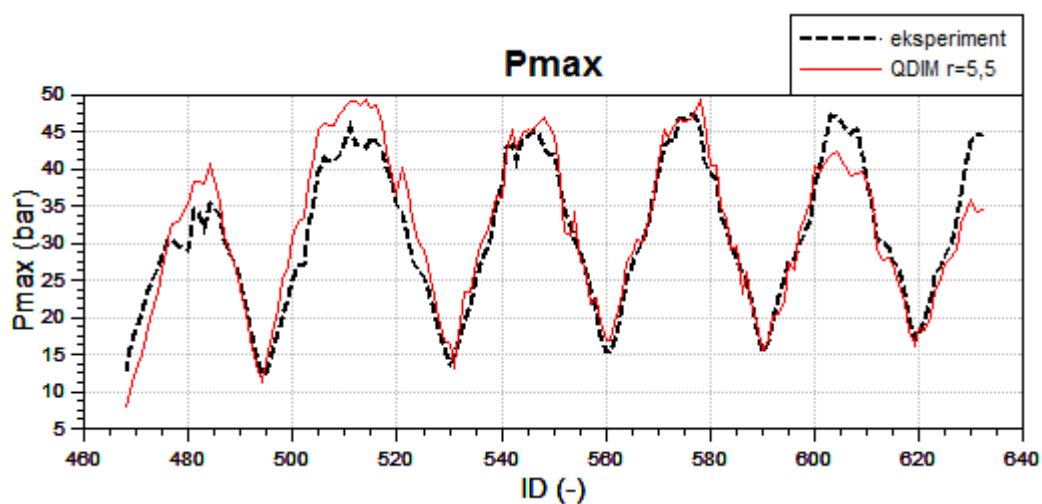
Zatim je s tom vrijednošću radijusa jezgre plamena simulirano cijelo radno područje motora i dobiveni podaci prikazani su Slika 68 Slika 69 Slika 70 Slika 71.



Slika 68. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s  $r=5,5$  mm

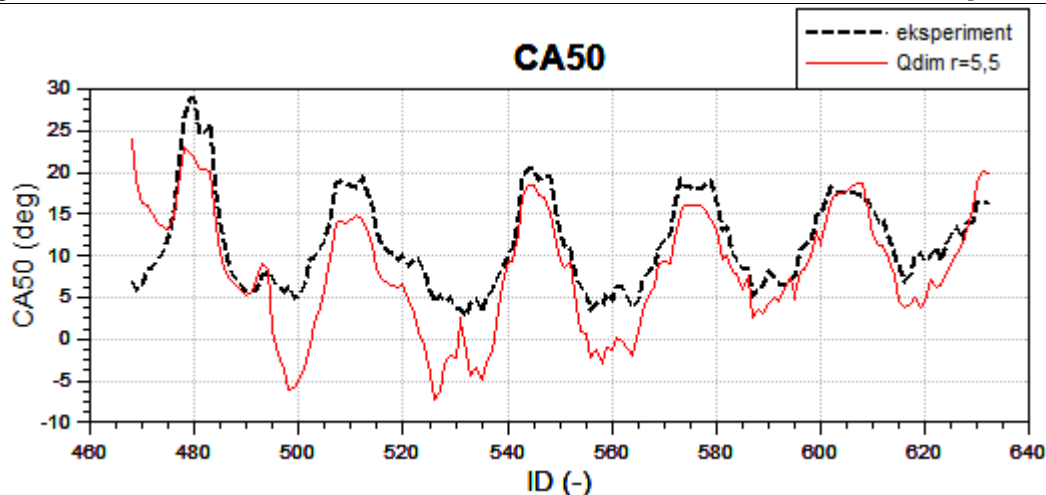


Slika 69. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta i dobivene QDIM modelom s  $r=5,5$  mm



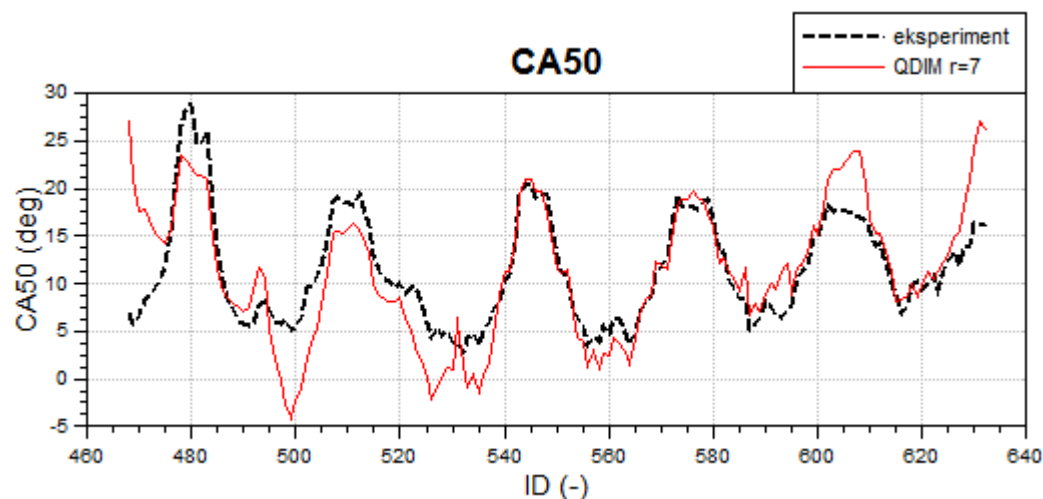
Slika 70. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s  $r=5,5$  mm





**Slika 71.** Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s  $r=5,5$  mm

Iz usporedbe rezultata može se vidjeti da se IMEP, ISFC i vršni tlak u cilindru dobro poklapaju, ali težište izgaranja je nešto drugačije, odnosno ranije je u gotovo svim radnim točkama te je radijus jezgre plamena povećavan kako bi srednja pogreška pala ispod 10%, a to je postignuto kod vrijednosti  $r = 7$  mm. Budući da se ostali rezultati nisu značajnije promjenili, Slika 72 prikazna je usporedba težišta izgaranja za opisani slučaj.

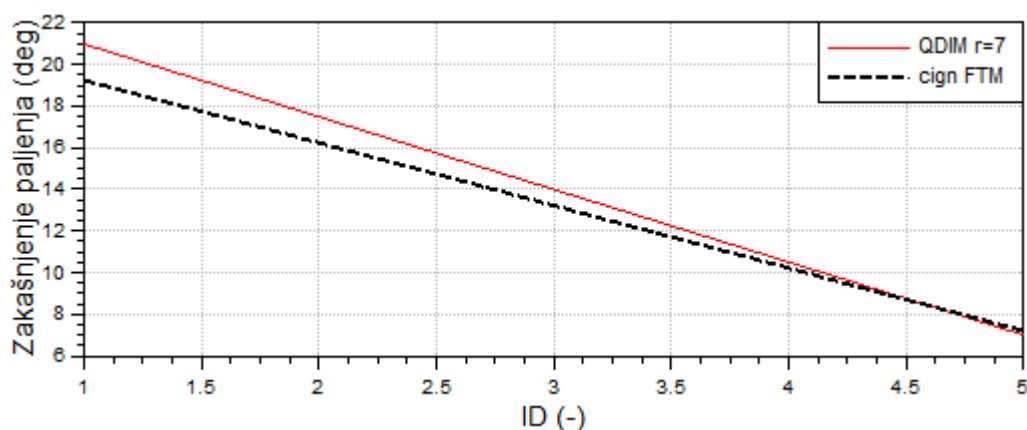


**Slika 72.** Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta i dobivenog QDIM modelom s  $r=7$  mm

Iako je u ovom slučaju srednja pogreška između rezultata manja od 10% vidljivo je da se u nekim radnim točkama vrijednosti značajnije razlikuju.

## 6.2. Određivanje minimalnog broja radnih točaka za kalibraciju kvazidimenzijuskog modela rasta jezgre plamena

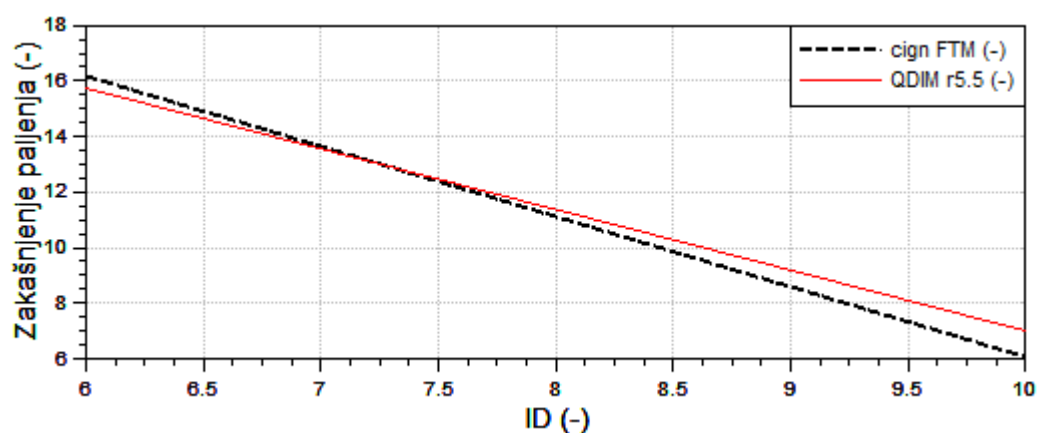
Budući da se kalibrira samo jedan parametar ideja je pokušati kalibrirati model izgaranja za cijelo radno područje koristeći samo dvije radne točke. Da bi postupak bio što jednostavniji korištene su po dvije radne točke za svaku brzinu vrtnje motora i to točka s minimalnim i maksimalnim opterećenjem od razmatranih. Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke na  $2000 \text{ min}^{-1}$  prikazana je Slika 73.



Slika 73. Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke između FTM modela i QDIM modela na  $2000 \text{ min}^{-1}$

Budući da je približno poklapanje dobiveno s radijusom od 7 mm jasno je da su rezultati zadovoljavajući za cijelo radno područje motora.

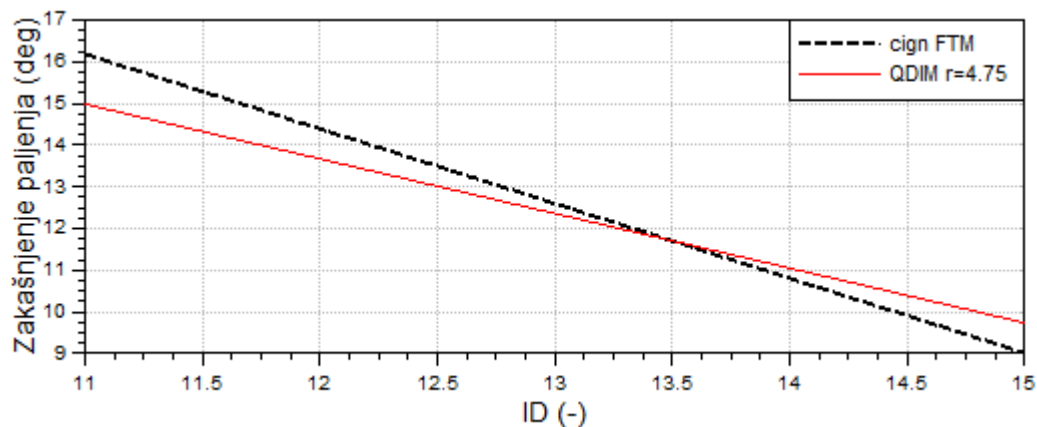
Ista usporedba provedena je i na  $3000 \text{ min}^{-1}$  i prikazana na Slika 74.



Slika 74. Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke između FTM modela i QDIM modela na  $3000 \text{ min}^{-1}$

Na  $3000 \text{ min}^{-1}$  radijus kod kojeg se zakašnjenje paljenja najbolje poklapa iznosi  $5.5 \text{ mm}$  što se poklapa s vrijednošću dobivenom usporedbom za 15 radnih točaka te se može zaključiti da će u ovom slučaju razlike kod težišta izgranja biti nešto veće.

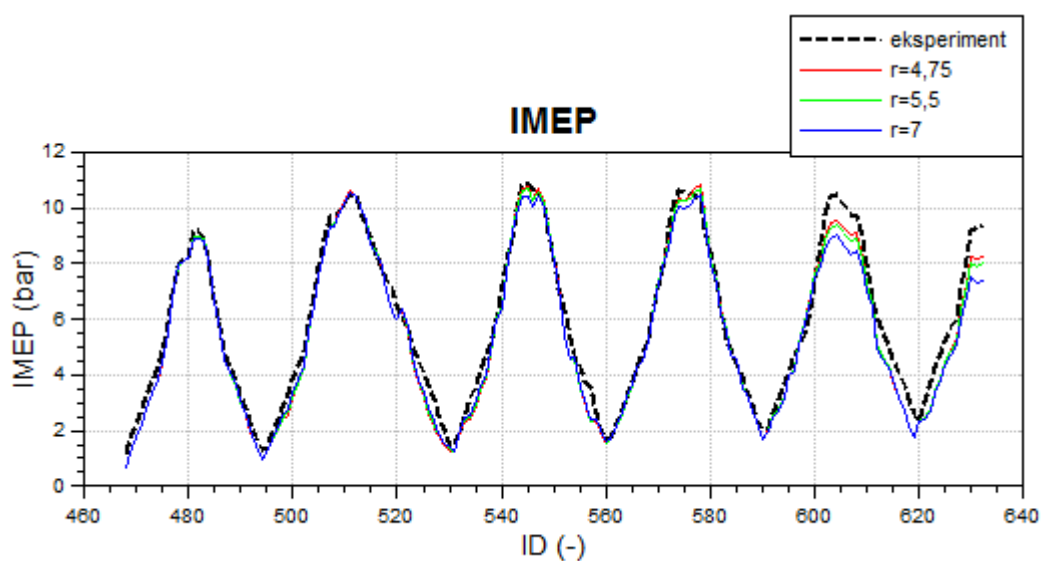
Treća usporedba provedena je na isti način na  $5000 \text{ min}^{-1}$  i prikazana je Slika 75.



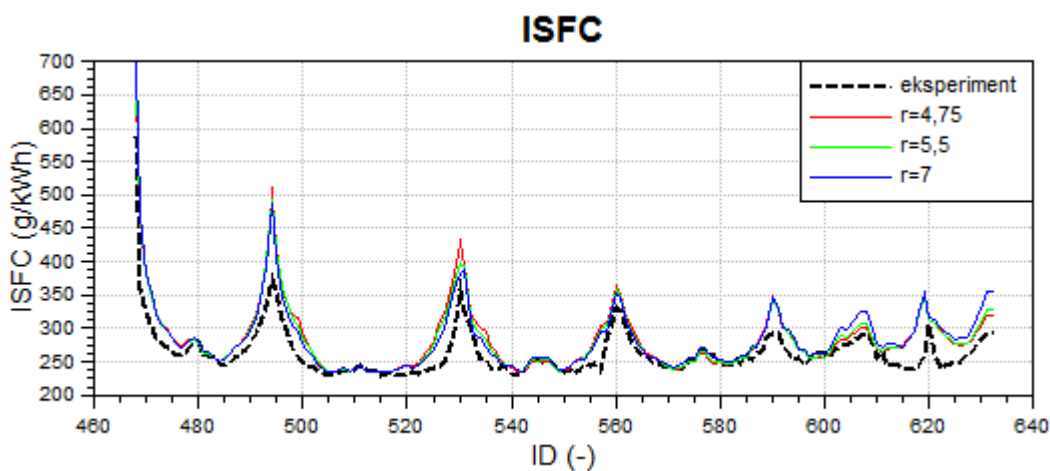
**Slika 75. Usporedba zakašnjenja paljenja za dvije radne točke između FTM modela i QDIM modela na  $5000 \text{ min}^{-1}$**

Budući da je na  $5000 \text{ min}^{-1}$  radijus kod kojeg se najbolje poklapa zakašnjenje paljenja još niži i iznosi  $4.75 \text{ mm}$  i rezultati će biti nešto lošiji.

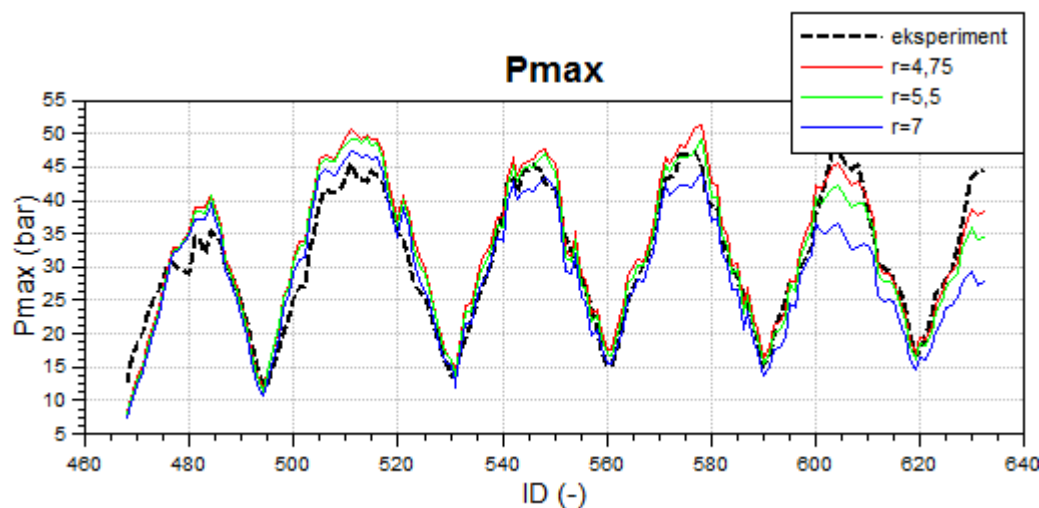
Usporedbe promatranih veličina za sva tri slučaja prikazani su Slika 76 Slika 77 Slika 78 Slika 79.



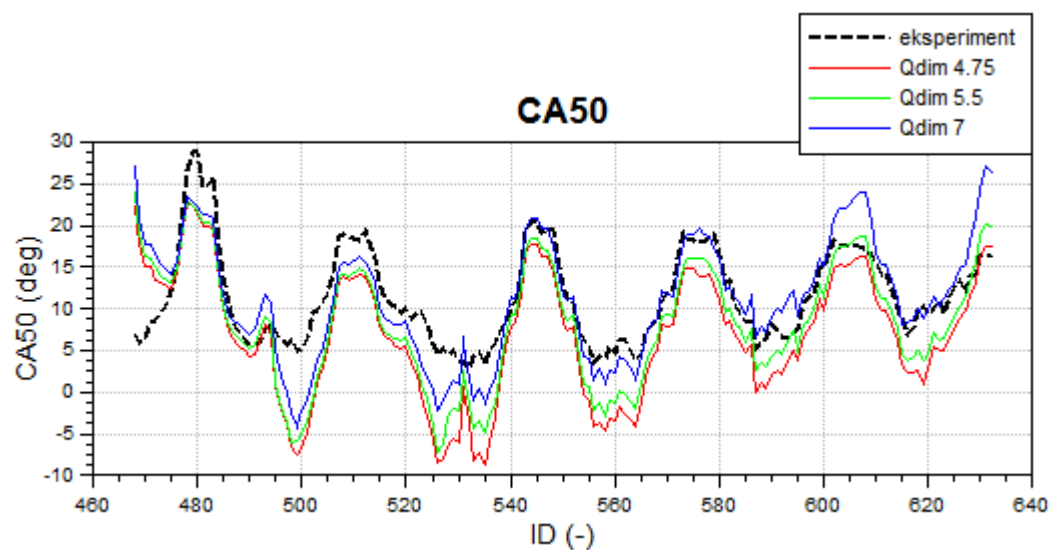
Slika 76. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka za sva 3 slučaja QDIM kalibracije



Slika 77. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva za sva 3 slučaja QDIM kalibracije



Slika 78. Usporedba vršnog tlaka u cilindru za sva 3 slučaja QDIM kalibracije



**Slika 79. Usporedba težišta izgaranja za sva 3 slučaja QDIM kalibracije**

Zanimljivo je usporediti dobivene rezultate s eksperimentalnima u točkama koje su korištene kod kalibracije, a usporedba je prikazana **Tablica 5**.

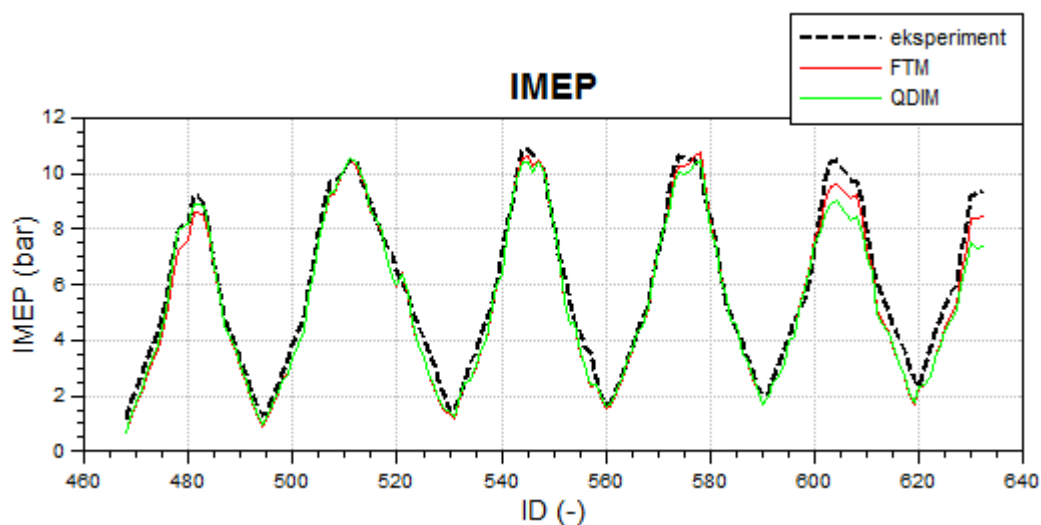
**Tablica 5. Srednja pogreška rezultata u razmatranim radnim točkama**

Brzina vrtnje motora	IMEP	ISFC	$P_{max}$	CA 50
2000 min <sup>-1</sup>	-7.61 %	6.43 %	6.47 %	-43.09 %
3000 min <sup>-1</sup>	-0.49 %	2.74 %	5.63 %	-83.17%
5000 min <sup>-1</sup>	6.49 %	6.61 %	5.23 %	-41.7 %

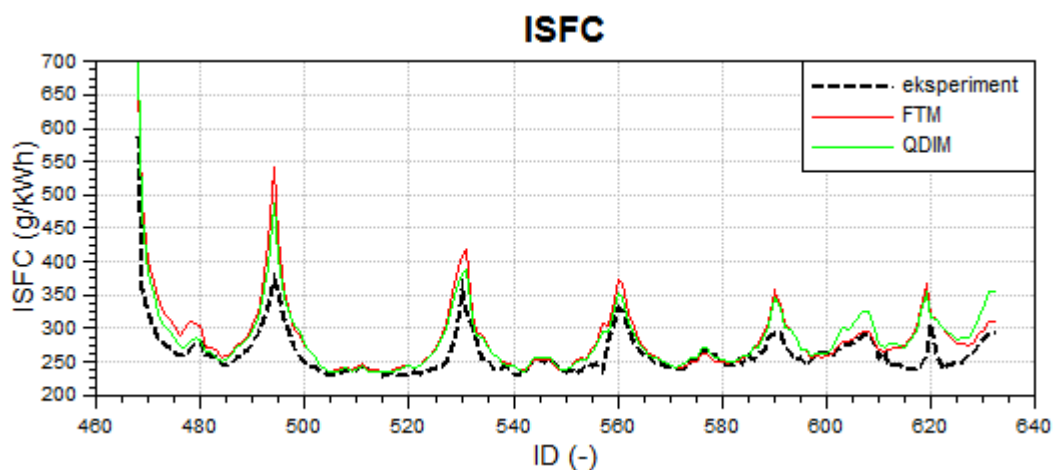
Iz ovih rezultata vidljivo je da se kalibracija kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena može izvesti pomoću podataka od dvije radne točke, ali težište izgaranja se ne poklapa u tim radnim točkama bez obzira što je kroz cijelo radno područje motora unutar 10% ako se koriste radne točke na 2000 min<sup>-1</sup>.

## 7. USPOREDBA REZULTATA

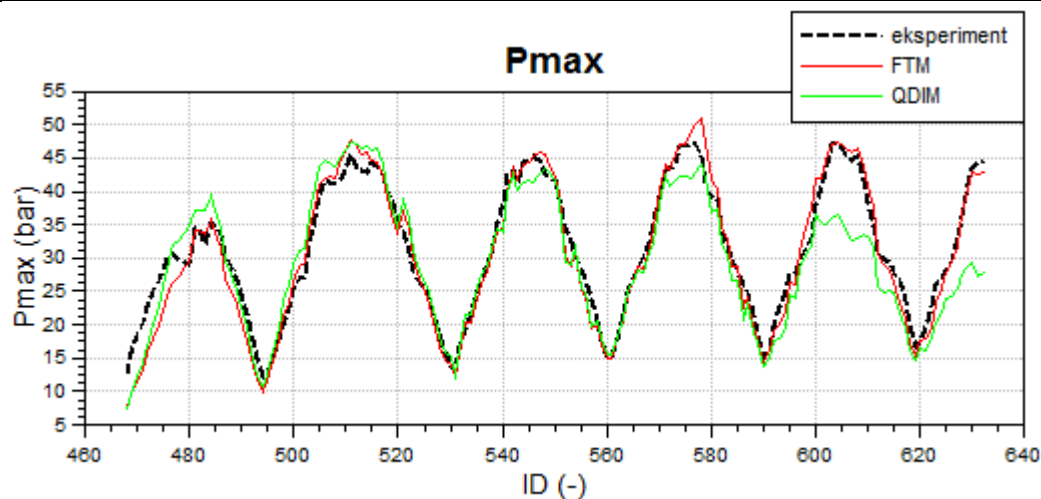
Najbolje poklapanje rezultata kod modela praćenja plamena FTM dobiveno je parametrizacijom na  $3000 \text{ min}^{-1}$ , a kod kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena na  $2000 \text{ min}^{-1}$  te su ti rezultati uspoređeni s eksperimentalnima i prikazani Slika 80 Slika 81 Slika 82 Slika 83.



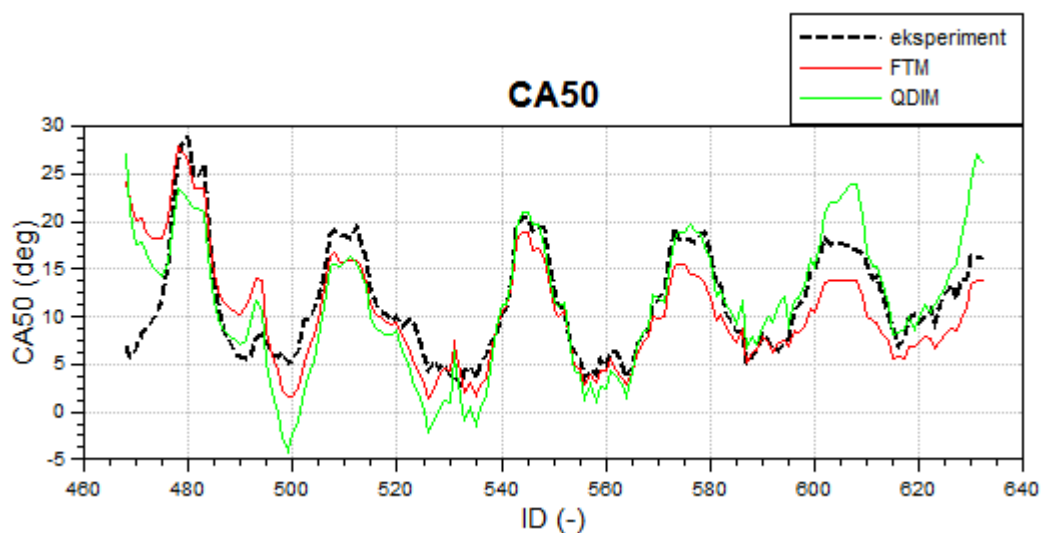
Slika 80. Usporedba srednjeg indiciranog tlaka iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM



Slika 81. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM



Slika 82. Usporedba vršnog tlaka u cilindru iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM



Slika 83. Usporedba težišta izgaranja iz eksperimenta sa rezultatima dobivenim sa FTM i QDIM

Iz dijagrama se može zaključiti da je poklapanje rezultata dobiveno kalibracijom oba modela poprilično dobro. Znači kod kalibracije modela praćenja plamena dovoljne su tri radne točke, a kod kvazidimenzijskog modela rasta jezgre plamena dvije točke. Da bi rezultati bili što bolji kalibraciju treba provoditi koristeći radne točke sa srednjih brzina vrtnje.

## 8. ZAKLJUČAK

Nakon provedne simulacije rada motora može se zaključiti da se pomoću korištenih modela izgranja može vrlo dobro opisati stvarno stanje u cilindru. Kad bi se kalibracija modela provodila za svaku točku zasebno mijenjanjem više ulaznih parametara mogla bi se dobiti odlična podudarnost rezultata, no cilj rada bio je koristiti što manje radnih točaka za kalibraciju nakon koje se može provesti simulacija na cijelom radnom području motora. Analiza osjetljivosti pokazala je da na izbor imamo više parametara modela budući da svi imaju značajan utjecaj na rezultate. Kod kalibracije modela praćenja plamena FTM uz primjenu novog K-k- $\epsilon$  modela turbulencije pokazano je da je moguće dobiti zadovoljavajuće rezultate mijenjajući samo parametare  $c_{ign}$  ili  $L_{scl}$ . Velika prednost je svakako da se mijenja samo jedan parametar dok ostali mogu imati konstantne vrijednosti. Za parametrizaciju je odabran parametar  $c_{ign}$  jer vrijednosti parametra  $L_{scl}$  nije bilo moguće dovoljno dobro opisati krivuljom. Parametrizacijom modela sa 15 radnih točaka može se dobro pokriti cijelo radno područje motora, a pravilnim odabirom radnih točaka moguće je dobiti gotovo identične rezultate i sa samo tri radne točke. Rezultati su pokazali da parametrizacija sa tri radne točke najbolje rezultate daje ako se koriste točke na srednjim brzinama vrtnje. Nedostatak ovog načina kalibracije je potreba za programiranjem funkcije za izračunavanje parametra  $c_{ign}$  za cijelo radno područje motora. Tu prednost ima kvazidimenzijski model rasta jezgre plamena QDIM kod kojeg je dovoljno mijenjati samo kritični radijus jezgre plamena  $r$ . Uz jednostavniju kalibraciji rezultati dobiveni simulacijom uz primjenu tog modela vrlo su slični, iznimka je jedino težište izgaranja u cilindru. Za kalibraciju su dovoljne samo dvije radne točke, pri maksimalnom i minimalnom opterećenju za određenu brzinu vrtnje motora. Model daje bolje rezultate kalibracijom pri nižim i srednjim brzinama vrtnje kao i FTM. Iz dijagrama na Slika 80, Slika 81, Slika 82, Slika 83 vidljivo je da su rezultati za srednji indicirani tlak, specifičnu efektivnu potrošnju goriva, vršni tlak u cilindru i težište izgaranja dobiveni nakon kalibracije ovih modela vrlo slični eksperimentalnima te je time dokazano da je kalibracija izvedena na ovaj način uspješna.



## LITERATURA

- [1] Auto-data, <https://www.auto-data.net/en/ fiat-punto-evo-199-1.4-8v-77hp-16745>, srpanj 2019.
- [2] AVL BOOST - version 2013.2, Theory, Edition 11/2013, AVL LIST GmbH, Graz, 2013.
- [3] Stanford EDU, Simulation of Turbulence Flows, Prezentacija, <https://web.stanford.edu/ class/me469b/handouts/turbulence.pdf>, lipanj 2019.
- [4] Sjerić, M., New Physically Based Sub-models for The Cycle-simulation of Spark Ignition Engine, Doktorski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2014.
- [5] Mahalec, I., Lulić, Z., Kozarac, D., Motori s unutarnjim izgaranjem, Podloge uz predavanja, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [6] Simscale, Airflow Around a Comercial Aircraft, Javni projekt, <https://goo.gl/V161qi>, lipanj 2019.
- [7] Versteeg, H. K., Malalasekera, W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method. 2nd edn. Pearson Education, London, 2007.
- [8] Lee, T-K., Filipi, Z. S., Improving the Predictiveness of the Quasi-D Combustion Model for Spark Ignition Engines with Flexible Intake Systems, International Journal of Automotive Technology, Vol. 12, No. 1, pp. 1-9, 2011., doi:10.1007/s12239-011-0001-4.
- [9] Poulos, S. G., Heywood, J. B. The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion, SAE Paper No. 830334., 1982
- [10] Sjerić, M., Proračunski modeli radnog ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem, Prezentacija, Računalne simulacije u razvoju motora i vozila, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2016.
- [11] Fogla, N., Bybee, M., Development of a K-k- $\epsilon$  Phenomenological Model to Predict In-Cylinder Turbulence, SAE International, 2017.
- [12] AVL BOOST FTM Theory
- [13] Sjerić, M., Kozarac, D., Schuemie, H., A New Quasi-Dimensional Flame Tracking Combustion Model for SI Engines, Proceedings of AVL International Simulation Conference 2017, Prezentacija, Graz, 2017

- [14] Sjerić, M., Kozarac, D., Tatschl, R., Modelling of early flame kernel growth towards a better understanding of cyclic combustion variability in SI engines, Elsevier Ltd. 2015.