

Model detonantnoga izgaranja u Ottovom motoru

Tomić, Rudolf

Doctoral thesis / Disertacija

2015

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://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:076045>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-24**

Repository / Repozitorij:

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





Sveučilište u Zagrebu

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Rudolf Tomić, dipl.ing.stroj.

MODEL DETONANTNOGA IZGARANJA U OTTOVOM MOTORU

DOKTORSKI RAD

Zagreb, 2015.



University of Zagreb

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING AND NAVAL
ARCHITECTURE

Rudolf Tomić, mag. ing. mech.

**MODEL OF KNOCK PHENOMENON IN SPARK
IGNITION ENGINE**

DOCTORAL THESIS

Zagreb, 2015



Sveučilište u Zagrebu

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Rudolf Tomić, dipl.ing.stroj.

MODEL DETONANTNOGA IZGARANJA U OTTOVOM MOTORU

DOKTORSKI RAD

Mentor:
Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Zagreb, 2015.



University of Zagreb

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING AND NAVAL
ARCHITECTURE

Rudolf Tomić, mag. ing. mech.

MODEL OF KNOCK PHENOMENON IN SPARK IGNITION ENGINE

DOCTORAL THESIS

Supervisor:
Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Zagreb, 2015

PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU

UDK: 621.43.01

Ključne riječi: Ottov motor, simulacije, detonantno izgaranje

Znanstveno područje: TEHNIČKE ZNANOSTI

Znanstveno polje: Strojarsvo

Institucija u kojoj je rad izrađen: Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu

Mentor rada: Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Broj stranica: 157

Broj slika: 89

Broj tablica: 21

Broj korištenih bibliografskih jedinica: 87

Datum obrane: 6. ožujak 2015.

Povjerenstvo: Doc. dr. sc. Darko Kozarac (FSB, Zagreb) – predsjednik povjerenstva,

Prof. dr. sc. Zoran Lulić (FSB, Zagreb) – mentor,

Prof. dr. sc. Ernest Bazijanac (FPZ, Zagreb) – član povjerenstva.

Institucija u kojoj je rad pohranjen: Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu

Nacionalna i sveučilišna knjižnica u Zagrebu

*Mojoj majci Ružici Tomić rođ. Brovet (6. 3. 1953.-18. 8. 2001.)
i bratu Alfredu Tomiću (10. 10. 1982.-12. 9. 2001.)*

ZAHVALA

Ovim putem zahvalio bih svima koji su mi na bilo koji način pomogli pri izradi ove disertacije.

Prije svega zahvaljujem svom mentoru, prof. dr. sc. Zoranu Luliću, na savjetima, trudu, strpljenju i potpori tijekom dosadašnjega zajedničkog rada. Ova disertacija je nastavak na dosadašnji rad doc. dr. sc. Darka Kozarca te su mi njegova bezrezевна pomoć i njegovi savjeti uvelike olakšali njenu izradu. Na tome sam mu neizmјerno zahvalan. Veliko hvala prof. dr. sc. Ivanu Mahalcu na podršci, savjetu, raspravama i primјedbama te njegovom velikom trudu i pomoći u presudnoj fazi izrade ove disertacije. Nadalje, zahvalio bih se svom kolegi i suborcu u izradi disertacije, Petru Ilinčiću, na dugotrajnim raspravama i savjetima te poticanju na ustrajnost u kritičnim fazama pisanja disertacije. Zahvaljujem kolegi Ivanu Taritašu na velikoj pomoći pri obradi eksperimentalnih rezultata i validaciji modela, kolegi dr. sc. Momiru Sjeriću na vremenu utrošenom u brojnim raspravama i pomoći pri savladavanju osnovnih znanja iz područja modeliranja procesa u motorima s unutarnjim izgaranjem te kolegi dr. sc. Goranu Šagiju na savjetima tijekom pisanja disertacije i strpljenju prilikom čitanja i ispravljanja grešaka u tekstu.

Želim zahvaliti i svim sadašnjim i bivšim članovima Katedre za motore i vozila na pruženoj pomoći tijekom izrade ovog rada, mr. sc. Krunoslavu Ormužu, Anti Vučetiću, Mladenu Božiću, Ognjenu Tošanoviću, Denisu Grgiću, dr. sc. Anti Šodi, Stjepanu Markeziću i Josipi Kancir. Vrlo sam zahvalan i Laboratoriju za analizu izgaranja Sveučilišta u Kaliforniji, Berkeley (*Combustion analysis Laboratory of University of California, Berkeley*) gdje je doc. dr. sc. Darko Kozarac za vrijeme svog postdokorskog istraživanja u okviru Fulbright-ove stipendije proveo mjerenja na temelju kojih je napravljena eksperimentalna analiza detonantnog izgaranja provedenoj u okviru ove disertacije te tvrtci AVL List GmbH na numeričkim rezultatima korištenim pri razvoju novog modela detonantnog izgaranja.

Toplo zahvaljujem i članu povjerenstva, prof. dr. sc. Ernestu Bazijancu, za ocjenu i obranu disertacije te na sugestijama i savjetima koji su poboljšali kvalitetu ove disertacije.

Na kraju želim zahvaliti svojoj obitelji i prijateljima na razumjevanju, bezrezevnoj potpori i vjeri svih ovih godina, posebno svom ocu Tomislavu i bratu Teodoru.

Hvala vam svima.

SADRŽAJ

Sažetak	vii
Summary	viii
Popis slika	ix
Popis tablica	xiv
Popis oznaka.....	xv
Popis kratica	xvii
1. Uvod.....	1
1.1. Motivacija.....	3
1.2. Pregled dosadašnjih istraživanja.....	7
1.3. Cilj i hipoteza istraživanja	10
1.4. Metodologija i plan istraživanja	11
1.5. Struktura doktorskoga rada.....	14
2. Nepravilna izgaranja u Ottovom motoru.....	15
2.1. Normalno i ekstremno detonantno izgaranje.....	15
2.2. Preuranjeno paljenje smjese	16
2.3. Paljenje smjese na užarenom mjestu	18
3. Detonantno izgaranje – uzroci nastanka i utjecajni parametri	20
3.1. Teorije nastanka detonantnog izgaranja	20
3.1.1. Teorija detonacije	21
3.1.2. Teorija samozapaljenja.....	22
3.2. Samozapaljenje smjese ugljikovodika i zraka	23
3.3. Način formiranja detonantnog izgaranja	28
3.4. Parametri rada motora koji utječu na detonantno izgaranje	31
3.4.1. Opterećenje motora	32
3.4.2. Brzina vrtnje motora.....	32

3.4.3. Točka paljenja	34
3.4.4. Kompresijski omjer motora.....	35
3.4.5. Faktor zraka svježe smjese	36
3.4.6. Cikličke varijacije u izgaranju.....	39
3.4.7. Temperatura i tlak usisane smjese	40
3.4.8. Način formiranja smjese i temperatura stijenki prostora izgaranja.....	41
3.4.9. Udio produkata izgaranja u svježoj smjesi.....	41
3.4.10. Izvedba usisnog sustava, oblik prostora izgaranja i položaj svjećice.....	42
3.4.11. Sastav i ponašanje goriva	44
3.5. Posljedice detonantnog izgaranja	46
3.6. Strategije sprječavanja pojave detonantnog izgaranja.....	49
4. Modeliranje detonantnog izgaranja.....	52
4.1. Primjena računalnih simulacija u MSUI	52
4.2. 1-D/0-D modeli Ottovog motora.....	54
4.3. Novi model detonantnog izgaranja.....	57
4.3.1. Podmodel temperaturne raspodjele	59
4.3.2. Podmodel za detekciju pojave samozapaljenja	69
4.3.3. Podmodel za simulaciju detonantnog izgaranja	72
4.4. Opis rada modela.....	75
5. Eksperimentalna analiza detonantnog izgaranja	79
5.1. Eksperimentalni postav	80
5.2. Ispitivane radne točke.....	81
5.2.1. Podjela na radne točke i grupe radnih točaka.....	82
5.2.2. Ispitivana goriva	82
5.3. Analiza pojave detonantnog izgaranja.....	85
5.3.1. Pogon motora metanom.....	89

5.3.2. Pogon motora n-heptanom	94
5.3.3. Pogon motora benzinom.....	97
5.4. Zaključak eksperimentalne analize.....	107
6. Validacija novog modela detonantnog izgaranja	109
6.1. Validacija tabličnim modelom izgaranja.....	111
6.1.1. Kalibracija modela detonantnog izgaranja	112
6.1.2. Rezultati validacije za metan.....	117
6.1.3. Rezultati validacije za n-heptan	119
6.1.4. Rezultati validacije za motorni benzin	123
6.2. Zaključak o validaciji tabličnim modelom izgaranja	126
6.3. Simulacija izgaranja fraktalnim modelom izgaranja	126
7. Zaključak.....	128
7.1. Glavna postignuća rada	128
7.2. Izvorni znanstveni doprinos	130
7.3. Mogući smjerovi nastavka istraživačkog rada	131
Popis citirane literature.....	132
Kratak životopis	138
Kratak životopis na engleskom jeziku	139

Sažetak

Detonantno izgaranje je nepoželjna pojava u Ottovom motoru koja nastaje uslijed naglog izgaranja još neizgorjele smjese ispred napredujuće fronte plamena, a visokofrekventne oscilacije tlaka koje pri tome nastaju mogu uništiti motor. Dosadašnjim istraživanjima navedene pojave utvrđeno je da do zapaljenja neizgorjele smjese najčešće dolazi uslijed samozapaljenja njenih vrućih dijelova. Razvojem modela za predviđanje pojave detonantnog izgaranja za 1-D/0-D proračunski model Ottovog motora u kojemu je modelirana temperaturna nehomogenost neizgorjele zone omogućiti će se simuliranje pojava vrućih mjesta u neizgorjeloj smjesi i točnija procjena intenziteta tlačnih oscilacija nastalih detonantnim izgaranjem. Osnova za razvoj i validaciju novog modela su postojeći 3D-CFD rezultati raspodjele temperature u neizgorjeloj smjesi i niz eksperimentalnih podataka o profilu tlaka u cilindru eksperimentalnog CFR motora (engl. Cooperative Fuels Research).

Ključne riječi: Ottov motor, simulacije, detonantno izgaranje

Summary

Knock is an unwanted phenomenon in the spark-ignition engine generated by a rapid combustion of the end-gas in front of the propagating flame. The high frequency pressure oscillations generated by such rapid end-gas combustion can destroy the engine. Experimental studies of the knock phenomenon have found that the auto ignition of the end-gas occurs due to the presence of the hot spots. The development of a new knock model for 1D/0D spark-ignition engine model, which includes temperature stratification of the unburned zone, will enable the prediction of the hot spots in the end-gas. This will enable accurate prediction of the pressure oscillations caused by the knocking combustion. The basis for the development and validation of the new knock model are the existing 3D-CFD results of the temperature stratification of the unburned zone and a set of experimental pressure traces that were obtained in the CFR engine (Cooperative Fuels Research).

Keywords: Spark Ignited Internal Combustion Engine, Simulation, Knock

Popis slika

Slika 1. Usporedba profila tlaka kod normalnog izgaranja i kod pojave detonantnog izgaranja.....	3
Slika 2. Smanjenje emisija štetnih tvari Ottovih motora vozila kategorije M1 [6].....	4
Slika 3. Smanjivanje prosječne emisije CO ₂ (g/km) flote godišnje proizvedenih vozila u EU (prema [7]).....	4
Slika 4. Profil tlaka u cilindru i normalizirani profil oslobađanja energije.....	5
Slika 5. Tehnološki trendovi kod novih Ottovih motora (prema [8])	6
Slika 6. Nepravilno izgaranje kod prednabijanih Ottovih motora sa smanjenim radnim volumenom (prema [40]).....	15
Slika 7. Profil tlaka normalnog izgaranja i izgaranja uslijed preuranjenog paljenja smjese [41], GMT se nalazi u $\alpha = 360^\circ \text{KV}$	17
Slika 8. Profil tlaka nekoliko uzastopnih ciklusa uzrokovanih paljenjem smjese na užarenom mjestu [41]	18
Slika 9. Nastanak detonantnog izgaranja prema teoriji detonacije	21
Slika 10. Nastanak detonantnog izgaranja prema teoriji samozapaljenja	22
Slika 11. Pojednostavljeni prikaz vremenskog ponašanja lančanih reakcija u adijabatskom sustavu [4].....	23
Slika 12. Vremenska promjena temperature (logaritamsko mjerilo) tijekom dvofaznog izgaranja stehiometrijske smjese n-heptana i zraka (izračunato modelom kemijskih reakcija Chevalier et al. [4]).....	25
Slika 13. Vrijeme iniciranja samozapaljenja u stehiometrijskoj smjesi n-heptana i zraka; negativni temperaturni koeficijent se javlja ispod 1000 K (izračunato modelom kemijskih reakcija Chevalier et al. [4]).....	26
Slika 14. Samozapaljenje smjese izooktana i zraka ovisno o: a) promjeni početne temperature, b) promjeni tlaka, c) promjeni faktora zraka i d) promjeni masenog udjela produkata izgaranja [52]	27
Slika 15. Formiranje vrućih mjesta u neizgorjeloj smjesi vizualizirano osvjetljenošću CH ₂ O pobuđene 2D laserom (prema [4])	28
Slika 16. Odvijanje procesa samozapaljenja u inicijalnoj jezgri smjese izooktana i zraka, polumjera r_0 pri $T_0 = 700 \text{ K}$ i $p_0 = 20 \text{ bar}$,[20].....	29
Slika 17. Promjena duljine trajanja visokotemperaturnog oslobađanja topline τ_e stehiometrijske smjese izooktana i zraka kao funkcija temperature i tlaka [20]	30
Slika 18. Temperaturni gradijenti raznih oblika izgaranja uslijed samozapaljenja (x – udaljenost od sekundarnog izvora zapaljenja u neizgorjeloj smjesi) [41]	31

Slika 19. Promjena brzine širenja fronte plamena s brzinom vrtnje motora [2]	33
Slika 20. Promjena tlaka u cilindru s promjenom točke paljenja [54]	34
Slika 21. Ovisnost termičkog stupnja djelovanja o kompresijskom omjeru motora.....	35
Slika 22. Promjena laminarne brzine plamena v_L izooktana s faktorom zraka λ i temperaturom smjese prema izrazu 3.2	38
Slika 23. L Promjena laminarne brzine plamena v_L izooktana s faktorom zraka λ i tlakom smjese prema izrazu 3.2.....	38
Slika 24. Opći trend promjene temperature plamena s faktorom zraka [56]	39
Slika 25. Varijacije tlaka u uzastopnim ciklusima u cilindru Ottovog motora [59].....	40
Slika 26. Osnovni oblici strujanja u cilindru.....	43
Slika 27. Utjecaj oblika prostora izgaranja na strujanje u cilindru	43
Slika 28. Shematski prikaz laboratorijskog motora za ispitivanje oktanskog broja goriva	44
Slika 29. Erozivna oštećenja plamenog pojasa klipa i raskivanje utora prvog klipnog prstena [12]	47
Slika 30. Oštećenja na klipu bez rasteretnog utora (lijevi klip) i na klipu s rasteretnim utorom (desni klip) [12].....	48
Slika 31. Lom oslonca klipnog prstena uslijed detonantnog izgaranja [12]	49
Slika 32. Lomovi utora klipnih prstenova uslijed ekstremnog detonantnog izgaranja [12]	49
Slika 33. Tri glavna čimbenika koji utječu na sklonost samozapaljenju i parametri koji na njih utječu [11].....	50
Slika 34. Osnovna podjela simulacijskih alata primjenjivanih u razvoju motora	53
Slika 35. Osnovna podjela 0-D simulacijskih modela izgaranja.....	55
Slika 36. Podijela neizgorjele zone u podzone.....	59
Slika 37. Raspodjela temperature po masenom udjelu u zoni neizgorjele smjese na početku izgaranja dobivena 3-D CFD proračunom i profil normalne razdiobe definiran varijablama 3-D CFD proračuna	63
Slika 38. Raspodjela temperature po masenom udjelu u zoni neizgorjele smjese u određenom trenutku tijekom izgaranja dobivena 3-D CFD proračunom i profil normalne razdiobe definiran varijablama 3-D CFD proračuna	63
Slika 39. Izračunate temperature podzona prema pretpostavljenoj temperaturnoj raspodijeli ($T_1 < T_2 < \dots < T_{10}$)	64
Slika 40. Promjena relativne razlike u temperaturi neizgorjele smjese u ovisnosti o masenom udjelu izgorjeloga goriva.....	65
Slika 41. Promjena standardne devijacije temperature neizgorjele smjese u ovisnosti o masenom udjelu izgorjeloga goriva.....	66

Slika 42. Promjena normalizirane standardne devijacije temperature neizgorjele smjese u ovisnosti o masenom udjelu izgorjeloga goriva dobivena statističkom obradom 3-D CFD rezultata.....	67
Slika 43. Ovisnost parametra α o najvećoj vrijednosti standardne devijacije temperature $\sigma_{T,max}$	68
Slika 44. Profil promjene temperature u ovisnosti o zakretu koljenastog vratila: 20 podzona zone neizgorjele smjese, izračunato 3-D CFD simulacijom i podmodelom za temperaturnu raspodjelu.....	69
Slika 45. Profil temperature u reaktoru konstantnog volumena pri početnom tlaku, temperaturi, faktoru zraka i udjelu produkata izgaranja uslijed kojeg dolazi do pojave samozapaljenja	71
Slika 46. Dijagram toka novog modela detonantnog izgaranja	77
Slika 47. Podjela neizgorjele zone u podzone.....	77
Slika 48. Provjera pojave samozapaljenja u svakoj podzoni	78
Slika 49. Veličine mjerene tijekom ispitivanja detonantnog izgaranja na jednocilindarskom eksperimentalnom motoru [78].....	79
Slika 50. Eksperimentalni postav za ispitivanje detonantnog izgaranja s jednocilindarskim motorom Waukesha CFR F4 u Laboratoriju za analizu izgaranja Sveučilišta u Kaliforniji, Berkeley [78]	80
Slika 51. Osnovni i filtrirani profil tlaka ciklusa s pojavom detonantnog izgaranja.....	85
Slika 52. Shematski prikaz metodologije analiziranja pojave detonantnog izgaranja na temelju podataka o profilu tlaka u cilindru.....	86
Slika 53. Indeksi za procjenu intenziteta detonantnog izgaranja	87
Slika 54. Usporedba indeksa MAPO i IMPO obrađenih profila tlaka izmjerenih u radnoj točki M2 ($\alpha_p = 37^\circ \text{KV}$ prije GMT).....	88
Slika 55. Metan: vrijednosti MAPO svih ciklusa u pojedinim radnim točkama.....	90
Slika 56. Metan: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka u ovisnosti o točki paljenja α_p	91
Slika 57. Metan: kumulativna učestalost pojave MAPO za radnu točku M3	92
Slika 58. Metan: određivanje granične točke paljenja $\alpha_{p,det}$ za sve analizirane radne točke .	93
Slika 59. N-heptan: MAPO vrijednosti svih ciklusa izmjerenih radnih točaka	95
Slika 60. N-heptan: srednja vrijednost MAPO svih izmjerenih radnih točaka	95
Slika 61. N-heptan: Određivanje granične točke paljenja za pojavu detonantnog izgaranja $\alpha_{p,det}$ za sve analizirane radne točke	96
Slika 62. Benzin: MAPO svih ciklusa radnih točaka grupe B1 (GMT = 0 °KV).....	98

Slika 63. Benzin: utjecaj kompresijskog omjera ε na srednju vrijednost MAPO grupe radnih točaka B1 (GMT = 0 °KV).....	98
Slika 64. Benzin: određivanje granične točka paljenja $\alpha_{P,det}$ svih analiziranih radnih točaka grupe B1 (GMT = 0 °KV).....	99
Slika 65. Benzin: vrijednosti MAPO svih ciklusa za radne točke u grupi B2; GMT = 0 °KV	100
Slika 66. Benzin: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka grupe B2.....	100
Slika 67. Benzin: utjecaj brzine vrtnje na srednju vrijednost MAPO (B1: 900 1/min, B2: 1200 1/min).....	101
Slika 68. Benzin: određivanje granične točke paljenja $\alpha_{P,det}$ za pojavu detonantnog izgaranja za sve analizirane radne točke grupe B2 (GMT = 0 °KV).....	102
Slika 69. Benzin: MAPO svih ciklusa radnih točaka grupe B3 (GMT = 0 °KV).....	102
Slika 70. Benzin: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka grupe B3 (GMT = 0 °KV).	103
Slika 71. Benzin: određivanje graničnih vrijednosti točke paljenja $\alpha_{P,det}$ svih analiziranih radnih točaka grupe B3 (GMT = 0 °KV).....	103
Slika 72. Benzin: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka s kompresijskim omjerom $\varepsilon = 8$	105
Slika 73. Benzin: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka s kompresijskim omjerom $\varepsilon = 9$	105
Slika 74. Benzin: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka s kompresijskim omjerom $\varepsilon = 10$	106
Slika 75. Benzin: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka s kompresijskim omjerom $\varepsilon = 11$	106
Slika 76. Simulacijski model eksperimentalnog motora Waukesha CFR F4 u programskom paketu AVL Boost.....	109
Slika 77. Kalibracija modela detonantnog izgaranja.....	113
Slika 78. Utjecaj broja podzona na početak detonantnog izgaranja i proračunsko vrijeme...	114
Slika 79. Metan: usporedba eksperimentalnih vrijednosti MAPO i simulacijom određenog indeksa detonantnog izgaranja KI na 50 uzastopnih ciklusa za tri različite točke paljenja radne točke M2.....	117
Slika 80. Usporedba srednjih vrijednosti indeksa MAPO za radnu točku M2 i srednjih vrijednosti simulacijom izračunatog indeksa KI.....	118
Slika 81. N-heptan: usporedba eksperimentalnih vrijednosti indeksa MAPO i simulacijom dobivenog indeksa detonantnog izgaranja KI na 50 uzastopnih ciklusa za tri različite točke paljenja radne točke H2.....	119

Slika 82. N-heptan: usporedba simulacije s eksperimentom na temelju srednje vrijednosti indeksa detonantnog izgaranja.....	120
Slika 83. Trenutak pojave niskotemperaturnog i visokotemperaturnog izgaranja kod n-heptana na 309. i 321. ciklusu radne točke H2 ($\alpha_p = 11$ °KV prije GMT).....	121
Slika 84. Izmjereni profili tlaka radne točke H2 za 6., 7., 18. i 19. ciklus.....	123
Slika 85. Benzin: usporedba simulacije s eksperimentom na temelju srednje vrijednosti indeksa detonantnog izgaranja, grupa radnih točaka B1	124
Slika 86. Benzin: usporedba simulacije s eksperimentom na temelju srednje vrijednosti indeksa detonantnog izgaranja, grupa radnih točaka B2	124
Slika 87. Benzin: usporedba simulacije s eksperimentom na temelju srednje vrijednosti indeksa detonantnog izgaranja, grupa radnih točaka B3	124
Slika 88. Benzin: usporedba simulacije s eksperimentom na temelju srednje vrijednosti indeksa detonantnog izgaranja za benzin, grupa radnih točaka B1	125
Slika 89. Usporedba simulacije i eksperimenta za radnu točku B2-10.....	127

Popis tablica

Tablica 1. Izrazi za eksponente α i β u izrazu (3.2) za laminarnu brzinu izgaranja izooktana prema Metghalchi i Keck [55]	37
Tablica 2. Parametri za izračunavanje laminarne brzine izgaranja pri atmosferskim uvjetima	37
Tablica 3. Uvjeti za određivanje oktanskog broja prema ASTM D2699 i ASTM D2700.....	45
Tablica 4. Karakteristike simuliranih motora.....	60
Tablica 5. Simulirane radne točke.....	61
Tablica 6. Značajke eksperimentalnog Waukesha CFR F4 motora	81
Tablica 7. Radne točke s metanom.....	82
Tablica 8. Radne točke s n-heptanom	83
Tablica 9. Radne točke s benzinom.....	84
Tablica 10. Radne točke s metanom: $n = 1200$ 1/min; $\varepsilon = 12$	89
Tablica 11. Granične vrijednosti točke paljenja $\alpha_{P,det}$ za pojavu detonantnog izgaranja pri pogonu motora metanom, za svih šest radnih točaka	93
Tablica 12. Radne točke s n-heptanom	94
Tablica 13. Granične vrijednosti točke paljenja $\alpha_{P,det}$ za pojavu detonantnog izgaranja pri pogonu motora n-heptanom.....	96
Tablica 14. Radne točke izmjerene s benzinom.....	97
Tablica 15. Graničnevrijednosti točke paljenja za pojavu detonantnog izgaranja $\alpha_{P,det}$ za grupu radnih točaka B1 kod pogona motora benzinom (druga brojka je kompresijski omjer)	99
Tablica 16. Granične vrijednosti točke paljenja za pojavu detonantnog izgaranja pri pogonu motora benzinom, za grupu radnih točaka B2	101
Tablica 17. Granične vrijednosti točke paljenja $\alpha_{P,det}$ za pojavu detonantnog izgaranja kod radnih točaka B3 pri pogonu benzinom (negativna $\alpha_{P,det}$ znači da je točka paljenja iza GMT).....	104
Tablica 18. Matrica utjecaja pojedinog radnog parametra na intenzitet MAPO za tri različita goriva, ako su svi ostali parametri nepromijenjeni	107
Tablica 19. Radne točke korištene za validaciju novog modela detonantnog izgaranja.....	112
Tablica 20. Validirane radne točke i odgovarajuće vrijednosti parametra $\sigma_{T,max}$	115
Tablica 21. Rezultati odabranih ciklusa radne točke H2 s $\alpha_P = 11$ °KV prije GMT.....	122

Popis oznaka

Simbol	Jedinica	Opis
<u>Latinične oznake</u>		
a	-	Kalibracijski parametar funkcije promjene raspona temperature s udjelom izgorjelog goriva
A	$\text{ms}\cdot\text{bar}^2$	Faktor frekvencije
B	K	Faktor aktivacijske energije
$I_{\text{det,NT}}$	-	Integral detonantnog izgaranja za niskotemperaturnu oksidaciju
$I_{\text{det,VT}}$	-	Integral detonantnog izgaranja za visokotemperaturnu oksidaciju
KI	-	Indeks intenziteta detonantnog izgaranja
$MAPO$	Pa	Najveća amplituda visokofrekventnih oscilacija tlaka
$MAPO_{95\%}$	Pa	Kumulativna vrijednost indeksa $MAPO$ u 95 % analiziranih ciklusa
$m_{\text{gor,det}}$	kg	Masa goriva u cilindru u trenutku pojave samozapaljenja
$m_{\text{gor,uk}}$	kg	Masa goriva u cilindru na početku izgaranja
m_{NS}	kg	Masa neizgorjele smjese
n	1/min	Brzina vrtnje
n_p	-	Eksponent tlaka
n_Z	-	Broj podzona podmodela temperaturne raspodjele
p	Pa	Tlak
p_0	Pa	Početni tlak
p_{cil}	Pa	Tlak u cilindru
p_{flt}	Pa	Filtrirani tlak
p_{usis}	Pa	Tlak u usisnoj cijevi
Q_{det}	J	Energija oslobođena detonantnim izgaranjem
Q_{NT}	J/kmol	Specifična energija oslobođena niskotemperaturnim izgaranjem smjese goriva i zraka
Q_{uk}	J/kmol	Ukupna specifična energija oslobođena samozapaljenjem smjese goriva i zraka
R	J/(kg·K)	Individualna plinska konstanta
r_0	mm	Polumjer inicijalne jezgre samozapaljenja
r_{NT}	-	Udio toplinske energije oslobođene niskotemperaturnim izgaranjem

Simbol	Jedinica	Opis
T	K	Temperatura
T_0	K	Početna temperatura
T_{ispuh}	K	Temperatura u ispušnoj cijevi
T_{max}	K	Najveća temperatura neizgorjele smjese u temperaturnom interval negativnog temperaturnog koeficijenta
T_{min}	K	Najmanja temperatura neizgorjele smjese u temperaturnom interval negativnog temperaturnog koeficijenta
T_{NS}	K	Temperatura neizgorjele smjese
t_{PI}	s	Vrijeme početka izgaranja
T_{usis}	K	Temperatura u usisnoj cijevi
v_L	m/s	Laminarna brzina izgaranja
v_{L0}	m/s	Laminarna brzina izgaranja pri atmosferskim uvjetima
x_{izg}	-	Udio izgorjelog goriva
x_{PI}	-	Maseni udio produkata izgaranja

Grčka slova

α_{det}	°KV	Kut zakreta koljenastog vratila u trenutku pojave visokotemperaturnog samozapaljenja
α_{P}	°KV	Točka paljenja
$\alpha_{\text{P,det}}$	°KV	Točka paljenja na granici detonantnog izgaranja
ε	-	Kompresijski omjer
λ	-	Faktor zraka
λ_{m}	-	Faktor zraka za koji je v_L najveća
σ_T	K	Standardna devijacija temperature neizgorjele smjese
$\sigma_{T,\text{max}}$	K	Najveća standardna devijacija temperature neizgorjele smjese
τ_e	s	Duljina trajanja izgaranja uslijed samozapaljenja
τ_{in}	s	Vrijeme iniciranja samozapaljenja
$\tau_{\text{in,NT}}$	s	Vrijeme iniciranja niskotemperaturnog samozapaljenja
$\tau_{\text{in,VT}}$	s	Vrijeme iniciranja visokotemperaturnog samozapaljenja

Popis kratica

Oznaka ili kratica	Opis
0-D	Bezdimenzijski
1-D	Jednodimenzijski
3-D	Trodimenzijski
ASTM	Engl. <i>American Society for Testing and Materials</i>
CAI	Izgaranje s kontroliranim samozapaljenjem smjese (engl. <i>Controlled Auto-Ignition combustion</i>)
CFD	Računalna dinamika fluida (engl. <i>Computational Fluid Dynamics</i>)
CFR	Engl. <i>Cooperative Fuel Research Commitee</i>
DKI	Bezdimenzijski indeks detonantnog izgaranja (engl. <i>Dimensionless Knock Indicator</i>)
DMT	Donja mrtva točka
EGR	Recirkulacija ispušnih plinova (engl. <i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
GMT	Gornja mrtva točka
HCCI	Kompresijsko paljenje homogene smjese (engl. <i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>)
IMPO	Integral modula visokofrekventnih oscilacija tlaka u cilindru (engl. <i>Integral of Modulus of Pressure Oscillation</i>)
IOB	Istraživački oktanski broj
KV	Koljenasto vratilo
MAPO	Najveća amplituda visokofrekventnih oscilacija tlaka u cilindru (engl. <i>Maximum Amplitude Pressure Oscillation</i>)
MOB	Motorni oktanski broj
MSUI	Motori s unutarnjim izgaranjem
NTK	Negativni temperaturni koeficijent
OB	Oktanski broj
PCCI	Kompresijsko paljenje predmješane smjese (engl. <i>Primixed Charge Compression Ignition</i>)
PRF	Primarno referentno gorivo (engl. <i>Primary Reference Fuel</i>)

1. Uvod

Žila kucavica današnjeg društva bez svake je sumnje transport. Svojim glavnim osobinama, brzinom i učinkovitošću, on možda više od svih ljudskih djelatnosti sudjeluje u oblikovanju svijeta kakvog danas poznajemo. Bez intezivnog prijevoza ljudi i dobara, kako na lokalnoj tako i na globalnoj razini, morali bismo se odreći svih udobnosti modernog načina života. S druge strane, bez industrijalizirane poljoprivrede svijet se ne bi mogao prehraniti. Pogonski stroj koji sve to omogućuje je motor s unutarnjim izgaranjem (MSUI). U zatvorenom prostoru cilindra motora izgara smjesa goriva i zraka te se pritom kemijska energija sadržana u gorivu pretvara u toplinu koja zagrijava plinove, oni ekspandiraju i prenose mehanički rad na klip i dalje na koljenasto vratilo. Prema načinu pripreme gorive, te procesu u cilindru, motori s unutarnjim izgaranjem mogu se podijeliti na: *motore s vanjskim paljenjem smjese* (Ottovi motori), *motore s kompresijskim paljenjem* (Dieselovi motori) i *motore s alternativnim procesima izgaranja* (HCCI¹, PCCI², CAI³) u kojima se pokušavaju objediniti prednosti Ottovih i Dieselovih motora.

Ottovi motori se primjenjuju tamo gdje je važno da pogonski stroj bude lagan, tih koliko je moguće i jeftin. To je prije svega kod putničkih automobila i motocikala te kod većine malih strojeva – npr. svih onih koje čovjek mora nositi dok radi. I klipni motori za zrakoplove su gotovo isključivo Ottovi. Nasuprot tome, ako je najvažnija ekonomičnost primjenjuju se Dieselovi motori. Po svojoj zastupljenosti oni prednjače kod gospodarskih vozila i radnih strojeva, lokomotiva i brodova te kod industrijskih postrojenja. Spomenuti alternativni procesi izgaranja se još uvijek nalaze u istraživačkoj fazi, a njihova komercijalizacije je otežana ponajviše teškoćama u upravljanju procesom izgaranja.

Zbog ograničenih zaliha fosilnih goriva, bez kojih usprkos svih povika današnji svijet nije moguć, i zbog stalnog rasta cijena energenata (s izuzetkom trenutnog trenda deprecijacije cijena nafte koji ne može biti dugog vijeka), neprikosnovenim ciljem razvoja postalo je smanjenje potrošnje goriva, odnosno povećanje stupnja djelovanja motora. Sve to popraćeno

¹ HCCI – engl. *Homogeneous Charge Compression Ignition*, kompresijsko paljenje homogene smjese

² PCCI – engl. *Premixed Charge Compression Ignition*, kompresijsko paljenje predmješane smjese

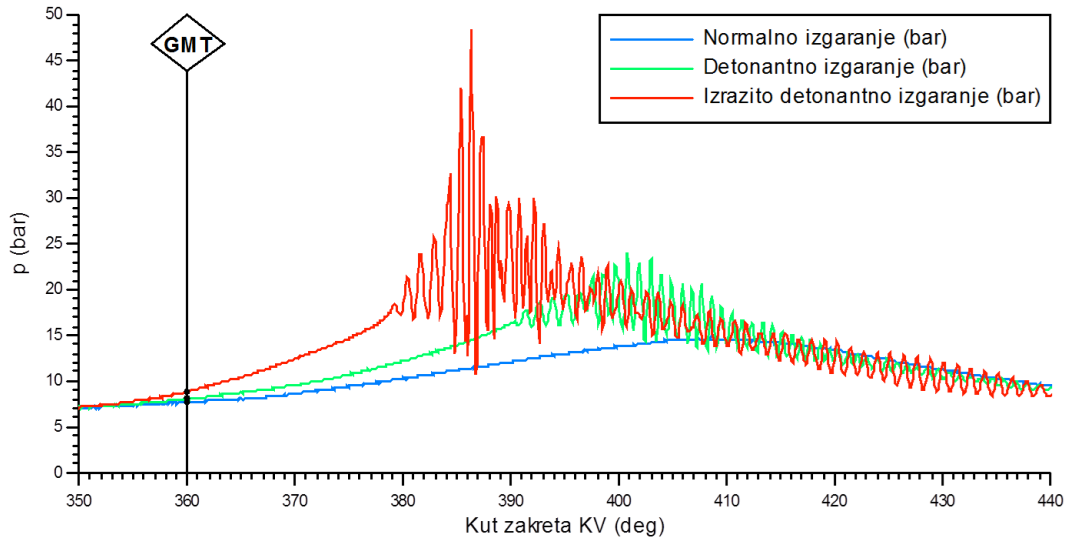
³ CAI – engl. *Controlled Auto-Ignition combustion*, izgaranje s kontroliranim samozapaljenjem smjese

je sve strožom zakonskom regulativom o dopuštenim emisijama štetnih tvari u koje je kao posljedica Sporazuma iz Kyoto-a uvršten i ugljik-dioksid (CO₂).

Kako bi mu se povećala energetska učinkovitost, Ottovom motoru treba povećati kompresijski omjer tj. omjer najvećeg i najmanjeg volumena iznad klipa. Što je on veći to je veći termički stupanj djelovanja motora, ali i vršni tlakovi i vršne temperature tijekom radnog ciklusa u cilindru. Međutim, previsoki tlakovi i temperature mogu izazvati samozapaljenje neizgorjele smjese, a ono može prijeći u detonantno izgaranje. Detonantno izgaranje je nekontrolirano izgaranje koje može uzrokovati značajna mehanička oštećenja vitalnih dijelova motora.

Smjesa goriva i zraka se u Ottovom motoru pali električnom iskrom na svjećici. Zbog velike razlike u električnom potencijalu između elektroda svjećice u trenutku preskakanja iskre dolazi do ionizacije dijela smjese koji se nalazi između elektroda, što rezultira formiranjem plazme i električnog izboja u obliku luka. Na takav način se unosi dovoljno energije za iniciranje samoodržive oksidacije goriva, odnosno izgaranja. Reakcijska fronta u obliku plamena se širi od mjesta upaljenja smjese prema perifernim stijenkama prostora izgaranja. Tako se tijekom izgaranja u cilindru u isto vrijeme nalaze dva bitno različita medija, produkti izgaranja i neizgorjela smjesa, a dijeli ih napredujuća fronta plamena [1], [2], [3], [4].

Zbog kompresije, kako uslijed gibanja klipa tako i uslijed ekspanzije produkata izgaranja, neizgorjeloj smjesi rastu temperatura i tlak te se intenziviraju reakcije nastajanja slobodnih radikala i međuspojeva oksidacije goriva, a sama smjesa pritom postaje eksplozivna [4]. Pri normalnim uvjetima rada fronta plamena zahvati smjesu prije nego što dođe do pojave njenog samozapaljenja, no pri većim opterećenjima povećani tlak i temperatura mogu ubrzati reakcije do te mjere da fronta plamena ne stigne zahvatiti ostatak smjese nego preostala smjesa izgori gotovo trenutno, pri čemu se naglo oslobađa kemijska energija ovog preostalog dijela goriva. Lokalno dolazi do značajnog porasta tlaka i temperature te do formiranja tlačnih valova. Zbog relativno malog promjera cilindra (od 50 do 150 mm) i velike brzine rasprostiranja vala (oko 1000 m/s), valovi brzo stižu do stijenki prostora izgaranja i odbijaju se od njih, što za posljedicu ima visokofrekventne oscilacije tlaka u cilindru (slika 1.). Te oscilacije tlaka pobuđuju visokofrekventne vibracije kućišta motora i dijelova klipnog mehanizma, prepoznatljive po oštrom metalnom zvuku. Opisana pojava naziv se **detonantnim izgaranjem** (njem. *Klopfen*, engl. *knocking*) [1], [2], [3], [4].



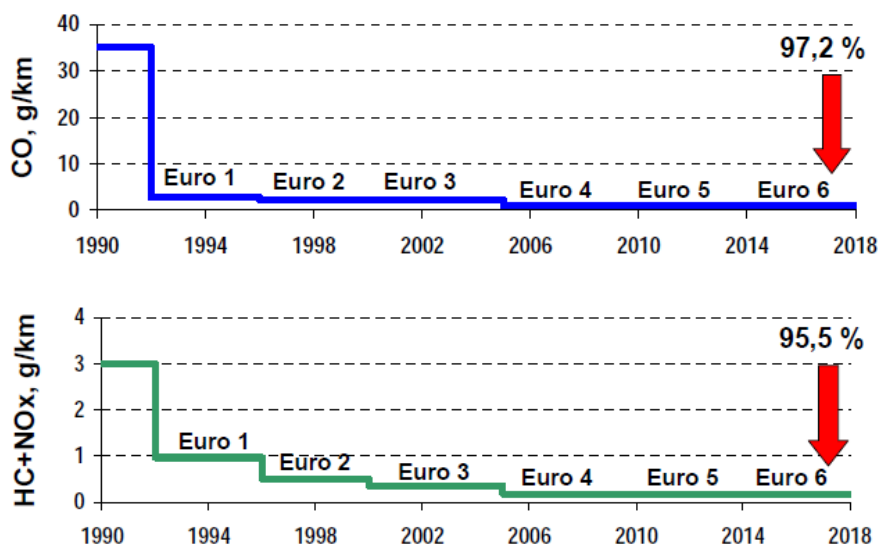
Slika 1. Usporedba profila tlaka kod normalnog izgaranja i kod pojave detonantnog izgaranja

Detonantno izgaranje je jedan od najpoznatijih i najčešćih oblika nepravilnog izgaranja kod Ottovih motora. Pojava je vođena prvenstveno kinetikom kemijskih reakcija u neizgorjeloj smjesi [4] te stoga korištenje goriva kod kojega se kemijske reakcije koje uvjetuju pojavu samozapaljenja odvijaju brže (manji oktanski broje) povećava vjerojatnost pojave detonantnog izgaranja. Kako povećanjem kompresijskog omjera motora rastu tlak i temperatura smjese pri kompresiji u cilindru, pojava detonantnog izgaranja postavlja granicu povećanju kompresijskog omjera Ottovog motora, a time i povećanju termičkog stupnja djelovanja procesa, odnosno ukupnog stupnja djelovanja motora.

1.1. Motivacija

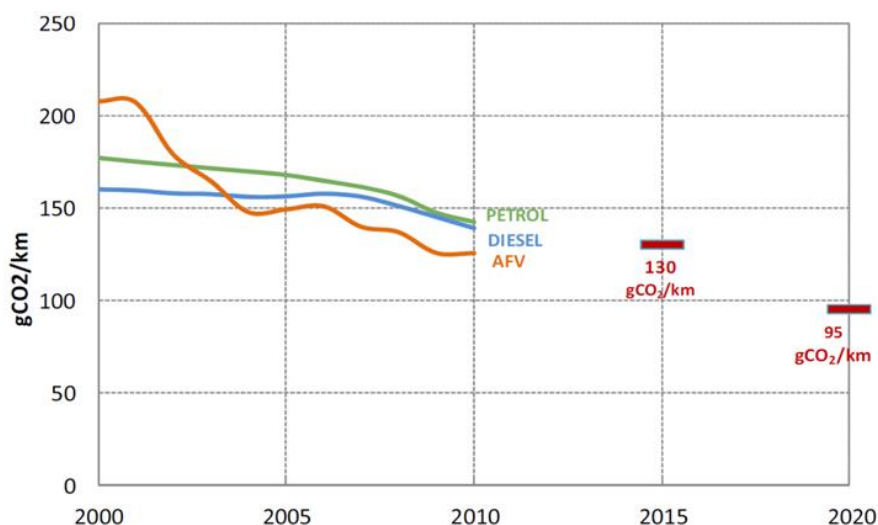
Tijekom zadnjih 30 godina nova osobna i gospodarska vozila moraju zadovoljiti sve zahtjevnije homologacijske propise o emisiji štetnih tvari. Pojedine razine emisije štetnih tvari od 1992. godine nose naziv *Euro* i danas je aktualna *Euro 6* razina. Dozvoljena emisija ugljik-monoksida (CO) za osobna vozila (kategorija M1) koja su pogonjena Ottovim motorom je od 1990. pa do danas smanjena za 97 %, a emisija ugljikovodika (HC) i dušikovih oksida (NO_x) je smanjena gotovo za 96 % (slika 2.). Ujedno je prema Uredbi Europskog parlamenta broj 443/2009 [5] ograničena i emisija ugljik-dioksida (CO₂) flote godišnje proizvedenih vozila pojedinog proizvođača, čime je i izravno ograničena i potrošnja goriva tih vozila. Prema [5] prosječna emisija flote vozila proizvedenih u 2015. godini bi trebala iznositi 130 g(CO₂)/km, a cilj za 2020. godinu je 95 g(CO₂)/km (slika 3.). Općenito, smanjivanje emisija štetnih tvari provodi se kontinuiranim poboljšanjima procesa izgaranja u cilindru motora, pročišćavanjem

ispušnih plinova nakon što izađu iz motora, poboljšavanjem kvalitete goriva, smanjivanjem otpora vožnje i optimiranjem upravljanja radom motora i vozila u cjelini.



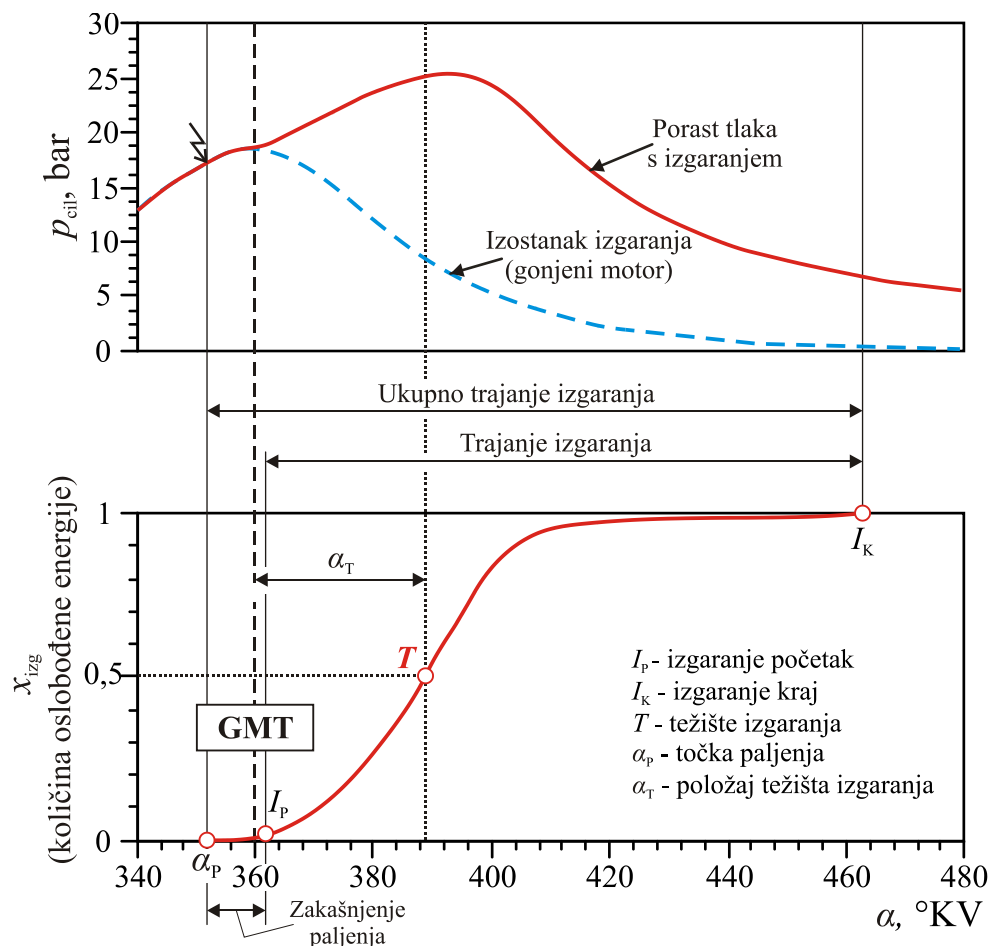
Slika 2. Smanjenje emisija štetnih tvari Ottovih motora vozila kategorije M1 [6]

Kako bi se zadovoljile trenutno važeće dopuštene razine emisija štetnih tvari i buduća ograničenja u dozvoljenoj emisiji CO₂, razvoj novih Ottovih motora odvija se u znaku smanjivanja radnog volumena (engl. *downsizing*) i primjene prednabijanja, pripreme smjese goriva i zraka izravnim ubrizgavanjem goriva u cilindar, te varijabilnim trenutkom otvaranja i varijabilnom duljinom otvorenosti ili/i podizaja ventila [8], [9], [10], [11], [12]. Na takav način smanjuju se mehanički gubitci u motoru i gubitci izmjene radnog medija te motor radi u povoljnijem radnom području gdje je moguće bolje iskoristiti energiju sadržanu u gorivu. Kao rezultat rastu specifična snaga motora i efektivni stupanj djelovanja.



Slika 3. Smanjivanje prosječne emisije CO₂ (g/km) flote godišnje proizvedenih vozila u EU (prema [7])

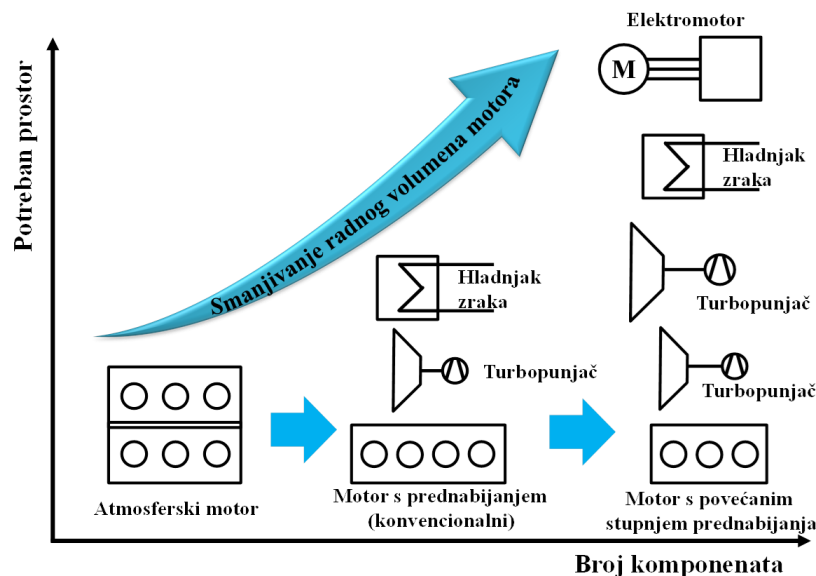
Prema istraživanjima koje je provela tvrtka Mahle [11] na posebno razvijenom trocilindarskom Ottovom motoru danas je moguće napraviti motor s kompresijskim omjerom $\varepsilon = 12$ pri čemu motor razvija specifičnu snagu od 100 kW/l i srednji efektivni tlak od 30 bar. Takvi visoko opterećeni motori imaju veliku sklonost pojavi detonantnog izgaranja. Kako bi se pri većim opterećenjima izbjegla pojava detonantnog izgaranja trenutak paljenja se pomiče prema gornjoj mrtvoj točki (GMT). Na takav način se smanjuju temperature i tlakovi u cilindru, ali se težište izgaranja (točka u kojoj izgori 50 % od ukupne količine goriva u procesu, slika 4.) pomiče izvan područja optimalnog iskorištenja energije smjese (prema [13]: 6 do 10°KV nakon GMT), što smanjuje stupanj djelovanja motora. Kako bi se pomaknula granica pojave detonantnog izgaranja te omogućilo daljnje povećanje kompresijskog omjera i stupnja djelovanja motora treba smanjiti temperaturu svježije smjese u cilindru i povećati brzinu izgaranja pri malim brzinama vrtnje motora. Nadalje, veliku pozornost treba posvetiti oblikovanju prostora izgaranja i hlađenju glave motora te stalno poboljšavati kvalitetu goriva.



Slika 4. Profil tlaka u cilindru i normalizirani profil oslobađanja energije

Prema [8], [10], [11] trend smanjivanja radnog volumena motora će se nastaviti barem još u sljedećoj generaciji motora. Tendencija je da motor s unutarnjim izgaranjem postane dio

hibridnog pogonskog sustava, s električno potpomognutim sustavom prednabijanja, u kombinaciji s elektromotorom koji će pripomagati prilikom potrebe za većim momentom (slika 5.).



Slika 5. Tehnološki trendovi kod novih Ottovih motora (prema [8])

Stremljenja ka sve nižoj potrošnji goriva povećavaju kompleksnost motora, povećavaju se zahtjevi za optimiranje sve većeg broja parametara, sve to stavlja razvojne inženjere pred sve veće i veće izazove. Kako bi se proces razvoja ubrzao te smanjili njegovi troškovi, u svim fazama razvoja raste udio primjene različitih računalnih alata, a sve manji prostor za daljnja poboljšanja zahtijeva sve obuhvatnije i složenije računalne modele za opisivanje pojava u motoru. Računalne alate koji se koriste za analizu procesa izgaranja kod motora s unutarnjim izgaranjem možemo podijeliti na 1-D/0-D (engl. *One / Zero Dimension*) i 3-D CFD (engl. *Computational Fluid Dynamics*) simulacijske alate. 3-D CFD simulacijski alati se koriste pri oblikovanju prostora izgaranja i služe za detaljnu prostornu analizu strujanja smjese u cilindru i njenog izgaranja. 1-D/0-D simulacijski služe za analizu utjecaja radnih parametara na performanse motora. Ti su parametri primjerice tlak i temperatura svježe smjese, trenutak otvaranja i dužina otvorenosti ventila, dinamika gibanja svježe smjese i produkata izgaranja u usisnom kanalu i u ispušnoj cijevi itd. Pri tome se za proračune vremenske promjene tlaka i temperature u cilindru motora koriste bezdimenzijski termodinamički modeli izgaranja, a za proračun strujanja svježe smjese u usisnoj cijevi i produkata izgaranja u ispušnoj cijevi se koristi 1-D model strujanja kroz cijevi.

Usprkos relativno velikog broja radova iz ovog područja, detonacija zbog svog značaja za rad Ottovog motora te zbog još uvijek relativno manjkavih modela za njeno opisivanje i

predviđanje i dalje predstavlja veliki izazov za znanstvenu zajednicu, pa i za ovo istraživanje. Stoga je težište istraživanja u ovome radu usmjereno prema poboljšanju termodinamičkih modela izgaranja u Ottovom motoru razvojem novog načina modeliranja pojave detonantnog izgaranja.

1.2. Pregled dosadašnjih istraživanja

Detonantno izgaranje je pojava uočena još u pionirsko doba motora s unutarnjim izgaranjem. Na temelju recentnih istraživanja vršenih s optičkom opremom velike frekvencije uzorkovanja [14], [16], [17], [18] potvrđeno je da je uzrok detonantnog izgaranja pojava samozapaljenja vrućih dijelova neizgorjele smjese, a intenzitet tlačnih oscilacija uzrokovan detonantnim izgaranjem ovisan je o energiji oslobođenoj detonantnim izgaranjem i temperaturnom gradijentu u okolini vrućeg mjesta u kojemu je došlo do samozapaljenja [19], [20].

Jedna od specifičnosti izgaranja u Ottovom motoru su izražene cikličke varijacije u izgaranju uzrokovane stalnom promjenom oblika strujanja i bogatstva smjese u okolini elektroda svjećice, zbog čega se iz ciklusa u ciklus mijenja trenutak početka izgaranja [3]. Kao posljedica toga dolazi do cikličkih promjena tlaka i temperature u cilindru, što značajno utječe na pojavu detonantnog izgaranja.

Detonantno izgaranje pobuđuje visokofrekventne oscilacije tlaka u cilindru koje se poklapaju s rezonantnim frekvencijama smjese koja se nalazi u prostoru izgaranja. Rezonantne frekvencije smjese u prostoru izgaranja ovise o dimenzijama prostora izgaranja, temperaturi i tlaku te kemijskom sastavu smjese. Za uobičajene motore kakvi se ugrađuju u osobna vozila one se prema [21] kreću u rasponu od 6 kHz do 25 kHz. Istraživanja [22] provedena na eksperimentalnom motoru jednakom onome korištenom u ovome radu pokazala su da se rezonantno frekvencijsko područje kretalo u rasponu od 5 kHz do 11 kHz. Kako bi se izdvojio tlačni poremećaj uzrokovan detonantnim izgaranjem, iz snimljenih profila tlaka izdvojeni su dijelovi koji su se nalazili u rezonantnom frekvencijskom području [22], [23], [24]. Za određivanje intenziteta detonantnog izgaranja bili su primjenjeni indikatori identificirani analizom filtriranog profila tlaka. Također se pokazalo da zbog cikličkih varijacija tlaka u cilindru Ottovog motora, koje su izrazite već i kod normalnog izgaranja (slika 25), pojavu detonacije nije moguće analizirati na jednom ciklusu nego je za to potreban odgovarajući statistički uzorak od barem 250 uzastopnih ciklusa radnih [2]. Indikatori intenziteta detonantnog izgaranja koji se najčešće primjenjuju u analizama su najveća amplituda oscilacije

tlaka u cilindru *MAPO* (engl. *Maximum Amplitude Pressure Oscillation*) i integral uspravljenog profila oscilacija tlaka *IMPO* (engl. *Integral of Modulus of Pressure Oscillation*). Granična vrijednost indikatora detonantnog izgaranja nije univerzalna vrijednost nego ovisi o dimenzijama i obliku prostora izgaranja te uvjetima rada motora, a njeno određivanje je postupak koji zahtijeva opsežnu analizu izmjerenih podataka kako bi se utvrdila razina šuma kojeg treba filtrirati. Premda između *MAPO* i *IMPO* postoji dobra korelacija, među istraživačima postoje prijepori koji je od navedenih indikatora pouzdaniji pokazatelj intenziteta detonantnog izgaranja. Brecc et al. [23] su 2002. u svom istraživanju razvili indikator detonantnog izgaranja koji objedinjuje *MAPO* i *IMPO*. Nazvali su ga bezdimenzijski indikator detonantnog izgaranja ili skraćeno *DKI* (engl. *Dimensionless Knock Indicator*). *DKI* je omjer *IMPO* vrijednosti i umnoška *MAPO* vrijednosti i intervala kuta zakreta koljenastog vratila unutar kojega je pojava detonantnog izgaranja izgledna.

Porastom računalne snage porasla je i primjena specijaliziranih numeričkih alata za simulaciju radnog ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem. U zadnjih trideset godina razvijani su komercijalni simulacijski alati koje s obzirom na razinu detalja simulacijskih modela možemo podijeliti na *1-D/0-D* (AVL Boost, GT Power, Ricardo Wave, itd.) i na *3-D CFD* alate (AVL Fire, Fluent, STAR-CD, itd.).

Osnovni princip modeliranja pojave detonantnog izgaranja temelji se na modeliranju pojave samozapaljenja neizgorjele smjese. Još su 1955. Livengood i Wu [25] na temelju svojih istraživanja pojave samozapaljenja u smjesi goriva i zraka formirali veličinu nazvanu integral detonantnog izgaranja (engl. *Knock Integral*). Navedenom veličinom je moguće na temelju vremenske integracije recipročne vrijednosti vremenskog intervala do pojave samozapaljenja promatrane smjese goriva i zraka odrediti trenutak kada se formira kritična koncentracija slobodnih radikala koja uzrokuje samozapaljenje smjese. Jedan od najčešće korištenih modela pojave samozapaljenja neizgorjele smjese je model kojeg su 1978. razvili Douaud i Eyzat [26]. Model se temelji na poznavanju vremenskog intervala do pojave samozapaljenja smjese koji je modeliran empirijskim izrazom zasnovanim na Arrheniusovoj funkciji⁴ i ovisi o tlaku, temperaturi i vrijednosti oktanskog broja (OB) goriva. Trenutak pojave samozapaljenja modeliran je integralom detonantnog izgaranja. Franzke, Worret i Spicher [2], [27], [28] su dodatnim korelacijama povećali točnost Douaud–Eyzatovog modela.

⁴ Arrheniusova funkcija je eksponencijalna funkcija koja služi za opisivanje brzine odvijanja kemijskih reakcija.

Kod goriva korištenih u Ottovim motorima glavnom oslobađanju topline koje je posljedica pojave samozapaljenja prethodi djelomično oslobađanje topline koje se javlja pri relativno niskim temperaturama (800 K do 900 K) i pri čemu se oslobodi do 5 % ukupne energije oslobođene samozapaljenjem [4]. Oslobađanje topline pri nižim temperaturama naziva se *niskotemperaturnim izgaranjem* goriva ili *hladnim plamenom* (engl. *cool flame*). Modelom pojave samozapaljenja smjese kakvog su razvili Douaud i Eyzat nije moguće obuhvatiti pojavu niskotemperaturnog izgaranja. Pregledom literature uočena su četiri pristupa modeliranju kemijske reaktivnosti gorive smjese:

- empirijski model zasnovan na Arrheniusovoj funkciji,
- modeliranje ponašanja smjese detaljnim modeliranjem kemijskih reakcija u smjesi,
- modeliranje pojave samozapaljenja s reduciranim modelom kemijskim reakcija u smjesi,
- tablični model goriva s vrijednostima vremenskog intervala do pojave samozapaljenja smjese.

Kako bi se bolje obuhvatila pojava niskotemperaturnog izgaranja i negativna temperaturna karakteristika smjese goriva i zraka, razvijani su kemijsko kinetički modeli kojima se pokušalo obuhvatiti navedene pojave [29], [30]. Detaljni modeli kemijske kinetike kompleksnih ugljikovodika koji se nalaze u gorivu za Ottove motore vrlo su zahtjevni što se tiče proračunskog vremena, stoga su razvijani i manje kompleksni modeli zadovoljavajuće točnosti, a manje računalno zahtjevni. Jedan od najčešćih modela je tzv. Shellov model kojeg je razvila grupa istraživača oko Halsteda [31], a on se sastoji od osam poopćenih reakcijskih koraka oksidacije goriva. Model je kasnije podešavan i prilagođavan različitim gorivima.

Cox et al. [32] su na temelju originalnog Shellovog modela razvili model s petnaest reakcijskih koraka koji je zadovoljavajuće opisivao ovisnost vremenskog intervala do pojave samozapaljenja o temperaturi smjese, gorivu i koncentraciji kisika u smjesi.

Zanimljiv pristup je primjena tabličnog zapisa vremenskog intervala do pojave samozapaljenja smjese goriva i zraka kakav je u svom radu razvio Ban [33], a sličan način modeliranja reaktivnosti smjese su koristili i Knop et al. [35]. Tablični zapis omogućuje značajno smanjenje proračunskog vremena uz neznatno lošiju razinu opisa kemijske reaktivnosti smjese.

Kod 1-D/0-D simulacija Ottovih motora najčešće se koriste dvozonski modeli izgaranja, pri čemu jednu zonu čine produkti izgaranja, a drugu neizgorjela smjesa [30], [32], [36], [37], [38]. Doduše, D'Errico et al. [36] su u svom radu došli do zaključka da bi pri simulaciji detonantnog izgaranja trebalo simulirati temperaturnu nehomogenost zone neizgorjele smjese, budući da se dvozonskim modelom izgaranja dobije samo srednja temperatura neizgorjele smjese. U navedenim istraživanjima korišteni su modeli izgaranja kojim se modelira turbulentna priroda širenja fronte plamena u Ottovom motoru, čime bi se takav model mogao nazvati fizikalnim.

Bozza et al. [37] su u svom radu također koristili dvozonski fizikalni model izgaranja, no primijenili su model koji omogućuje simulaciju cikličkih varijacija u izgaranju i analiza njihovog utjecaj na pojavu detonantnog izgaranja.

Richard et al. [38] su također koristili dvozonski fizikalni model izgaranja, no za modeliranje pojave samozapaljenja neizgorjele smjese koriste AnB model. AnB je relativno novi model pojave samozapaljenja neizgorjele smjese razvijen 2002. od grupe istraživača oko Lafossasa [39]. AnB model se slično kao i Douaud–Eyzatov model temelji na empirijskom izrazu za određivanje vremenskog intervala do pojave samozapaljenja smjese. Modelom se za svaki proračunski korak na temelju odgovarajućeg vremenskog intervala do samozapaljenja računa kritična i stvarna koncentracija slobodnih radikala. Kada se te dvije vrijednosti izjednače stvoreni su uvjeti za samozapaljenja smjese. Još jedna posebnost Richardovog modela detonantnog izgaranja [38] je i procjena intenziteta detonantnog izgaranja na temelju masenog udjela goriva u neizgorjeloj zoni u trenutku detekcije samozapaljenja.

Na temelju navedenih istraživanja može se zaključiti da bi se značajan iskorak pri modeliranju detonantnog izgaranja postigao razvojem modela kojim bi se simulirala temperaturna nehomogenost u zoni neizgorjele smjese, pri čemu bi se uz korištenje dvozonskog fizikalnog modela izgaranja s mogućnošću simulacije cikličkih varijacija pri izgaranju i detaljnijim modeliranjem kemijske reaktivnosti goriva dobili 1-D/0-D modeli Ottovog motora koji bi nudili bolji fizikalni opis pojava i procesa u motoru od postojećih.

1.3. Cilj i hipoteza istraživanja

U okviru predloženog istraživanja cilj je razviti novi model detonantnog izgaranja za dvozonске 0-D modele izgaranja u Ottovom motoru koji bi imao sljedeće značajke:

- simulacija temperaturne nehomogenosti neizgorjele smjese,

- određivanje trenutka pojave samozapaljenja i niskotemperaturne oksidacije goriva na temelju tabličnog prikaza zakašnjenja samozapaljenja smjese,
- modeliranje izgaranja uslijed samozapaljenja i izgaranja uslijed pojave niskotemperaturne oksidacije goriva,
- procjena intenziteta detonantnog izgaranja.

Hipoteza rada:

Matematički model detonantnog izgaranja zasnovan na tablicama zakašnjenja paljenja goriva i temperaturnoj nehomogenosti neizgorjele zone integriran unutar 0-D proračunskog modela Ottovog motora omogućit će, u odnosu na postojeće modele, bolju fizikalnu sliku modelirane pojave te procjene njegovog intenziteta.

1.4. Metodologija i plan istraživanja

Istraživanje u okviru ovog doktorskog rada provedeno je u četiri faze.

U **prvoj fazi** istraživanja napravljen je pregled prethodnih eksperimentalnih i numeričkih istraživanja pojave detonantnog izgaranja i utvrđeni su do tada poznati mehanizmi njenog nastanka te parametri rada motora koji utječu na pojavu detonantnog izgaranja. Detonantno izgaranje je pojava uvjetovana temperaturom i tlakom u cilindru te kemijskom reaktivnošću neizgorjele smjese goriva i zraka, stoga je bilo potrebno upoznati se i s procesima koji se odvijaju u motoru tijekom izgaranja. Kroz povijesni pregled istraživanja pojave detonantnog izgaranja dan je osvrt na teorije o nastanku detonantnog izgaranja u Ottovim motorima. Pri proučavanju detonantnog izgaranja koriste se različite eksperimentalne metode promatranja i analize, a u ovom istraživanju dan je detaljniji osvrt na analizu detonantnog izgaranja na temelju profila tlaka u cilindru motora. Nadalje, u prvoj fazi istraživanja napravljen je i pregled dosadašnjih načina numeričkog modeliranja detonantnog izgaranja s prikazom njihovih prednosti i nedostataka.

U **drugoj fazi** istraživanja analizirani su eksperimentalni podatci dobiveni mjerenjem profila tlaka u eksperimentalnom motoru Waukesha CFR F4. CFR motor se koristi u standardiziranim metodama ispitivanja sklonosti goriva pojavi detonantnog izgaranja. Kako bi se povećala vjerojatnost pojave detonantnog izgaranja u motoru, svjećica je smještena u bočnom dijelu prostora izgaranja, a motoru se tijekom rada može mijenjati kompresijski omjer. Bočnim položajem svjećice produljuje se put koji tijekom izgaranja mora prijeći fronta plamena, a

time se produljuje i trajanje izgaranja. Dulje trajanje izgaranja ujedno znači i dulje vrijeme izloženosti neizgorjele smjese povišenim temperaturama i tlakovima, što pogoduje pojavi samozapaljenja vrućih mjesta u smjesi. Tijekom provedenih eksperimentalnih istraživanja mjeren je tlak u cilindru, tlak u usisnoj cijevi, temperatura usisavane smjese goriva i zraka, te temperatura produkata izgaranja. Mjerenja su napravljena s tri različita goriva: metanom, n-heptanom i benzinom. Tijekom mjerenja mijenjan je kompresijski omjer motora, brzina vrtnje, tlak u usisnom sustavu i omjer goriva i zraka, a motor se dovodio u stanje detonantnog izgaranja pomicanjem točke paljenja. Na temelju izmjerenih podataka najprije je napravljena termodinamička analiza procesa u motoru u kojoj je određeno opterećenje i stupanj djelovanja motora, te je izračunata brzina oslobađanja topline i ukupna toplinska energija oslobođena izgaranjem za svaki pojedini ciklus. Analizirano je frekvencijsko područje oscilacija tlaka uzrokovanih detonantnim izgaranjem, te su na temelju poznatih frekvencija tlačnih oscilacija filtrirani snimljeni profili tlaka i analiziran je intenzitet detonantnog izgaranja. Nadalje, na temelju brzine oslobađanja topline i filtriranog profila tlaka određen je trenutak pojave detonantnog izgaranja i pripadajući maseni udio neizgorjele smjese, a na temelju njih je analiziran utjecaj masenog udjela neizgorjele smjese na intenzitet detonantnog izgaranja.

Treća faza istraživanja odnosila se na modeliranje pojave detonantnog izgaranja u 1-D/0-D računalnom modelu radnog ciklusa Ottovog motora. Razvijen je novi model detonantnog izgaranja za suvremene OD dvozonске modele izgaranja u Ottovom motoru. Kako bi se vjernije opisalo stanje neizgorjele smjese i pojava detonantnog izgaranja, novim modelom se simuliralo:

- temperaturnu nehomogenost neizgorjele smjese,
- kemijsku reaktivnost goriva u smjesi,
- formiranje kritične koncentracije slobodnih radikala i pojavu samozapaljenja,
- izgaranje vrućih mjesta neizgorjele smjese.

Da bi se simulirala temperaturna nehomogenost, neizgorjela zona podijeljena je u proizvoljan broj podzona jednakih masa kojima su u odnosu na srednju temperaturu zone prema odgovarajućoj statističkoj razdiobi dodijeljene različite temperature. Postojeći 3D-CFD rezultati temperaturne raspodjele u neizgorjeloj smjesi poslužili su za utvrđivanje odgovarajuće statističke razdiobe temperature i određivanje njenih graničnih vrijednosti te za određivanje parametara koji utječu na njenu definiciju. Za određivanje trenutka pojave samozapaljenja vrućeg mjesta korištena je već postojeća *korelacija* (integral detonantnog

izgaranja ili AnB model) pri čemu je bilo potrebno poznavati vremenski interval do pojave samozapaljenja smjese za sve vrijednosti temperatura, tlaka i sastava smjese koje će se javiti u neizgorjeloj zoni tijekom proračuna izgaranja. Najjednostavniji način modeliranja vremenskog intervala do pojave detonantnog izgaranja je primjena Douaud–Eyzatovog izraza za ponašanje goriva, no u radu je primijenjen novi pristup koji se bazira na unaprijed izračunatim tablicama vremena do pojave samozapaljenja za određeno gorivo [33], [35] jer one obuhvaćaju i vremena do pojave niskotemperaturne oksidacije goriva.

Četvrta faza istraživanja je validacija novog modela detonantnog izgaranja. Model je validiran na temelju eksperimentalnih rezultata dobivenih obradom podataka izmjerenih tijekom ispitivanja na CFR motoru. Uspoređivani su trenutak pojave i intenzitet detonantnog izgaranja određeni na temelju izmjerenih podataka s rezultatima dobivenim s razvijenim modelom detonantnog izgaranja. Na temelju definiranih kriterija donesen je zaključak o kvaliteti i primijenjivosti novog modela.

1.5. Struktura doktorskoga rada

U **prvom poglavlju** ovog rada opisana je motivacija za provedeno istraživanje i dan je kratak pregled stanja dosadašnjih spoznaja o uzrocima pojave detonantnog izgaranja, simulacijskim alatima korištenim za simulaciju izgaranja u Ottovim motorima te načinu modeliranja detonantnog izgaranja. U nastavku su predstavljeni ciljevi i postavljena je hipoteza istraživanja. Na kraju poglavlju je opisana metodologija provedbe istraživanja.

U **drugom poglavlju** ukratko su opisani nepravilni oblici izgaranja u suvremenim Ottovim motorima pri čemu su nepravilni oblici prema trenutku pojave kategorizirani u nepravilna izgaranja koja se javljaju prije točke paljenja i nakon točke paljenja pri čemu opisani načini nastanka opisanih oblika nepravilnog izgaranja.

U **trećem poglavlju** su opisani uzroci nastanka detonantnog izgaranja te utjecaj parametara rada motora i karakteristika goriva na pojavu i intenzitet detonantnog izgaranja. Detonantno izgaranje može uzrokovati značajna oštećenja u motoru, te je stoga dan kratak opis oštećenja koja nastaju uslijed detonantnog izgaranja i načina na koji ona nastaju. Nadalje, kratko su opisane tehnike sprječavanja pojave detonantnog izgaranja kod suvremenih Otovih motora.

Četvrto poglavlje se odnosi na modeliranje detonantnog izgaranja. U poglavlju je dan kratak pregled simulacijskih modela motora s unutarnjim izgaranjem te načini modeliranja pojave detonantnog izgaranja s težištem na primjenjivane empirijske modele.

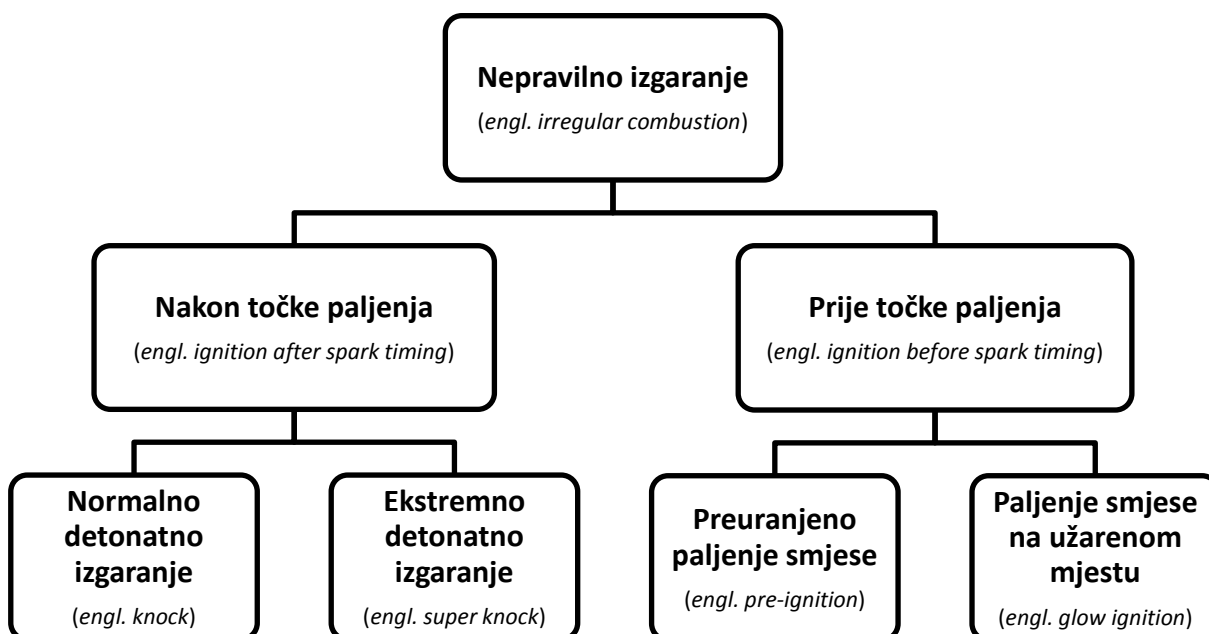
U **petom poglavlju** je provedena analiza eksperimentalnih rezultata detonantnog izgaranja za tri različita goriva: metan, n-heptan i benzin. Opisani su kriteriji za određivanje pojave detonacije i analizirani su podaci dobiveni analizom pojave detonantnog izgaranja.

Šesto poglavlje se odnosi na validaciju novog modela detonantnog izgaranja s eksperimentalnim rezultatima. Validacija novog modela detonantnog izgaranja je provedena tabličnim modelom izgaranja za tri različita goriva, metanom, n-heptanom i benzinom pri čemu su se rezultati simulacije uspoređivali s rezultatima eksperimentalne analize detonantnog izgaranja. U nastavku su uspoređeni rezultati simulacije jedne od izmjerenih točaka sa eksperimentalnim rezultatima, pri čemu je izgaranje u simulaciji simulirano suvremenim kvazidimenzionalnim modelom izgaranja koji simulira i cikličke varijacije u izgaranju.

U **sedmom poglavlju** istaknuti su glavni rezultati provedenog istraživanja, iznesen je originalni znanstveni doprinos ovog istraživanja, te su predloženi smjerovi mogućih daljnjih istraživanja.

2. Nepravilna izgaranja u Ottovom motoru

Nepravilno izgaranje kod Ottovih motora se može javiti u različitim oblicima. Prema [40] i [41] nepravilno izgaranje koje se javlja kod današnjih modernih Ottovih motora s prednabijanjem i sa smanjenim radnim volumenom može se podijeliti na nepravilno izgaranje koje se javi prije točke paljenja smjese i nakon točke paljenja smjese (slika 6.). U nepravilno izgaranje koje se javlja nakon točke paljenja može se svrstati normalno detonantno izgaranje i ekstremno detonantno izgaranje. Sljedeća grupa nepravilnih izgaranja su nepravilna izgaranja koja se javljaju prije točke paljenja. U nepravilno izgaranje koje se događa prije točke paljenja svrstavaju se preuranjeno paljenje smjese i paljenje smjese na užarenom mjestu.



Slika 6. Nepravilno izgaranje kod prednabijanih Ottovih motora sa smanjenim radnim volumenom (prema [40])

2.1. Normalno i ekstremno detonantno izgaranje

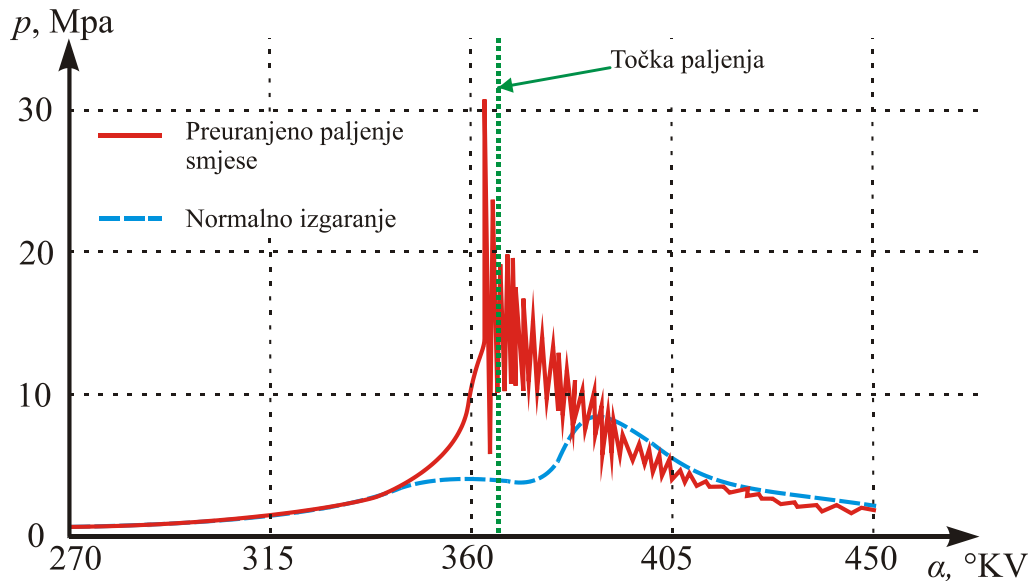
Detonantno izgaranje se manifestira kao visokofrekventne oscilacije tlaka u cilindru pri čemu je uobičajena frekvencija oscilacija tlaka kod motora za osobna vozila $f = 6$ fo 25 kHz [21], a kao njihov uzrok se smatra pojava samozapaljenja u neizgorjeloj smjesi. Javlja se pri povećanom i punom opterećenju u cijelom području brzina vrtnje motora, a može uzrokovati značajna oštećenja motora. Amplituda oscilacija tlaka kod normalnog detonantnog izgaranja

je funkcija točke paljenja te se područje normalnog detonantnog izgaranja izbjegava pomicanjem točke paljenja na kasnije.

Za detekciju detonantnog izgaranja koriste se piezoelektrični senzori koji detonantno izgaranje registriraju na temelju inercije seizmičke mase čije gibanje je posljedica vibriranja bloka motora uzrokovanog detonantnim izgaranjem. Seizmička masa uslijed gibanja uzrokovanog detonantnim izgaranjem udara u piezoelektrični element u kojemu dolazi do promjene naboja te se pojava detonantnog izgaranja detektira na temelju mjerenja piezo napona. Prema [41] razlika između normalnog i ekstremnog detonantnog izgaranja je u iznosu amplitude oscilacije tlaka u cilindru. Kod ekstremnog detonantnog izgaranja amplitude tlaka su značajno veće, a prema podacima danim u [41] one su oko pet puta veće od amplituda uslijed normalnog detonantnog izgaranja. U istraživanju uvjetovanosti pojave normalnog i ekstremnog detonantnog izgaranja kojeg su proveli Rothe et al. [19] normalnim detonantnim izgaranjem su se smatrala sva ona detonantno izgaranja s najvećim amplitudama tlaka u rasponu od 4 do 20 bar, a ekstremnim detonantnim izgaranjem sva ona detonantno izgaranja s amplitudama većim od 20 bar. Nadalje, granična točka paljenja za normalno detonantno izgaranje je definiran kao kut zakreta koljenastog vratila u trenutku preskakanja iskre pri kojemu 1 % od izmjerenih ciklusa ima amplitudu veću od 4 bar, a za ekstremno detonantno izgaranje granična točka paljenja je kut zakreta koljenastog vratila u trenutku preskakanja iskre na svjećici pri kojemu 1 % izmjerenih ciklusa ima amplitudu veću od 20 bar. Za razliku od normalnog detonantnog izgaranja, ekstremno detonantno izgaranje pokazuje teško predvidljivu stohastičku prirodu pojavljivanja, pa ga stoga nije moguće kontrolirati pomicanjem točke paljenja. Za područje opterećenja i brzina vrtnje gdje je pojava ovakvog ekstremnog detonantnog izgaranja učestalija, točka paljenja odabire se tako da je onemogućena pojava kritičnih tlakova i temperatura u neizgorjeloj smjesi.

2.2. Preuranjeno paljenje smjese

Preuranjeno paljenje smjese je nepravilno izgaranje koje je specifično za snažno prednabijanje motore smanjenog radnog volumena te je u zadnje vrijeme intenzivno istraživano. Prvenstveno se javlja pri maloj brzini vrtnje i punom opterećenju motora [40], [41], [42], [43]. Spomenuto izgaranje počinje pojavom samozapaljenja u svježoj smjesi prije točke paljenja. Ovakav tip izgaranja je karakteriziran stohastičkom pojavom pojedinih ciklusa ili serije od dva do tri ciklusa u kojima se zbog pojave ranog početka izgaranja javlja detonantno izgaranje s izrazito velikim amplitudama tlaka (slika 7.).



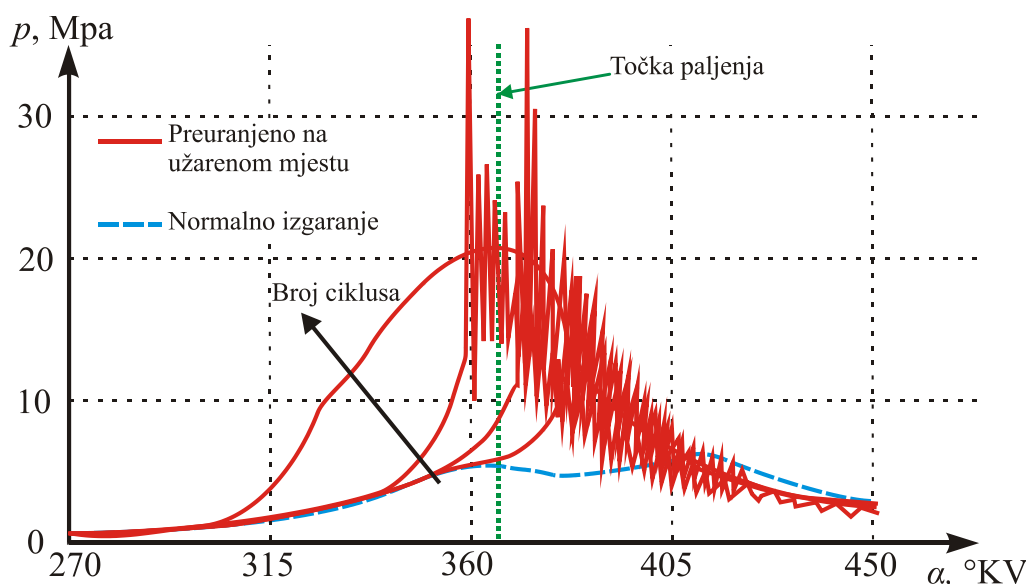
Slika 7. Profil tlaka normalnog izgaranja i izgaranja uslijed preuranjenog paljenja smjese [41], GMT se nalazi u $\alpha = 360^{\circ}KV$

Vršni tlakovi koji se pri tome javljaju mogu biti veći od 250 bara. U usporedbi s normalnim detonantnim izgaranjem, preuranjeno paljenje smjese se ne može izbjeći pomicanjem točke paljenja. Prema [40], [41], [42], [43] najvjerojatniji uzrok pojave preuranjenog paljenja smjese je pojava samozapaljenja smjese uslijed izrazito reaktivnih vrućih kapljica smjese ulja i goriva koje se tijekom takta kompresije nađu u neizgorjeloj smjesi i uslijed vrućih čestice nastalih nepotpunim izgaranjem mješavine ulja i goriva koje slobodno lepršaju prostorom izgaranja. Ulje u prostor izgaranja može dospjeti usisnim kanalom tijekom izmjene radnog medija pri čemu u usisni kanal dolazi slijevanjem niz vodilice ventila te uslijed podmazivanja kliznih površina cilindra. Kapljice mješavine ulja i goriva se zbog smanjene površinske napetosti uzrokovane miješanjem ulja s gorivom mogu tijekom usporavanja klipa prije GMT odvojiti od stijenke klipa i prvog kompresijskog klipnog prstena i zbog svoje povećane kemijske reaktivnosti uzrokovati samozapaljenje svježe smjese. Čestice gareži nastaju širenjem izgaranja u procjep između plamenog pojasa klipa i cilindra koje se javlja uslijed pojave detonantnog izgaranja. Dolazi do nepotpunog izgaranja ulja razrijeđenog gorivom. Tijekom takta usisa klip se giba prema donjoj mrtvoj točki (DMT), a čestice se miješaju sa svježom smjesom. U slijedećem ciklusu čestice se ugriju do temperature koja je na nivou temperature izgaranja. Optičke snimke prostora izgaranja potvrđuju da tijekom takta ispuha sve užarene čestice ne napuste prostor izgaranja te u slijedećem radnom ciklusu mogu izazvati preuranjeno paljenje smjese. Jedan od uzroka takvog nepravilnog izgaranja je i način pripreme smjese koji se kod suvremenih motora obavlja izravnim ubrizgavanjem goriva u cilindar, no ista pojava je uočavana i kod motora s vanjskom pripremom smjese, samo s

manjom frekvencijom pojave. Smanjivanje učestalosti pojave preuranjenog izgaranja je prema [44] moguće optimiranjem procesa pripreme smjese primjenom višefaznog ubrizgavanja goriva u cilindar kako bi se smanjilo ovlaživanje stijenke cilindra gorivom te prilagođavanjem karakteristika ulja uvjetima rada u snažno prednabijanim Ottovim motorima smanjenog radnog volumena.

2.3. Paljenje smjese na užarenom mjestu

Paljenje smjese na užarenom mjestu se javlja pri punom opterećenju u cijelom rasponu brzina vrtnje, ali dominantno pri velikim brzinama vrtnje. Ovaj tip izgaranja također počinje samozapaljenjem neizgorjele smjese koje je u ovom slučaju inducirano užarenim mjestom prostora izgaranja [1], [41]. Užareno mjesto se formira uslijed povećanog toplinskog toka kroz stijenke prostora izgaranja tijekom učestalije pojave detonantnog izgaranja. Užarena mjesta se obično formiraju na svjećici, ispušnim ventilima, čelu klipa, rubovnim plohama koje omeđuju prostor izgaranja, na plohama za istiskivanje smjese na naslagama koje se formiraju u prostoru izgaranja tijekom eksploatacije motora. Takav način paljenja smjese može postati samoodrživim procesom pri čemu dolazi do sve ranijeg početka izgaranja i pojave sve intenzivnijeg detonantnog izgaranja. Kako se smjesa pali sve ranije i ranije, kod ekstremno ranog početka izgaranja (50 °KV prije GMT, prema [45]) smjesa izgori prije pojave detonantnog izgaranja (slika 8.).



Slika 8. Profil tlaka nekoliko uzastopnih ciklusa uzrokovanih paljenjem smjese na užarenom mjestu [41]

Međutim, uslijed komprimiranja ekspandirajućih produkata izgaranja tlakovi u cilindru su mnogo veći od uobičajenih tlakova koji se javljaju pri normalnom izgaranju, što može uzrokovati trenutno zakazivanje motora. Ovakav tip nepravilnog izgaranja je izuzetno opasan, ali se može izbjeći dobrim dimenzioniranjem rashladnog sustava, prikladnim oblikovanjem prostora izgaranja i odabirom odgovarajuće svjeće.

3. Detonantno izgaranje – uzroci nastanka i utjecajni parametri

Fenomen detonantnog izgaranja prati Ottove motora od njihova nastanka pa do danas. Javlja se i kod motora s vanjskom pripremom smjese i kod motora s unutarnjom pripremom smjese, neovisno o tome radi li se o prednabijanim motorima ili ne. Detonantno izgaranje je jedan od temeljnih problema Ottovih motora i predmetom je brojnih istraživanja već od njihovih samih početaka. Ono je jedna od najvećih prepreka daljnjem povećanju termičkog stupnja djelovanja koji raste s povećanjem kompresijskog omjera motora, što opet s druge strane povećava vjerojatnost pojave detonacije.

Da bi se moglo pristupiti modeliranju pojave detonantnog izgaranja treba dobro razumjeti način njegova nastanka i poznavati parametre koji utječu na intenzitet detonacije.

3.1. Teorije nastanka detonantnog izgaranja

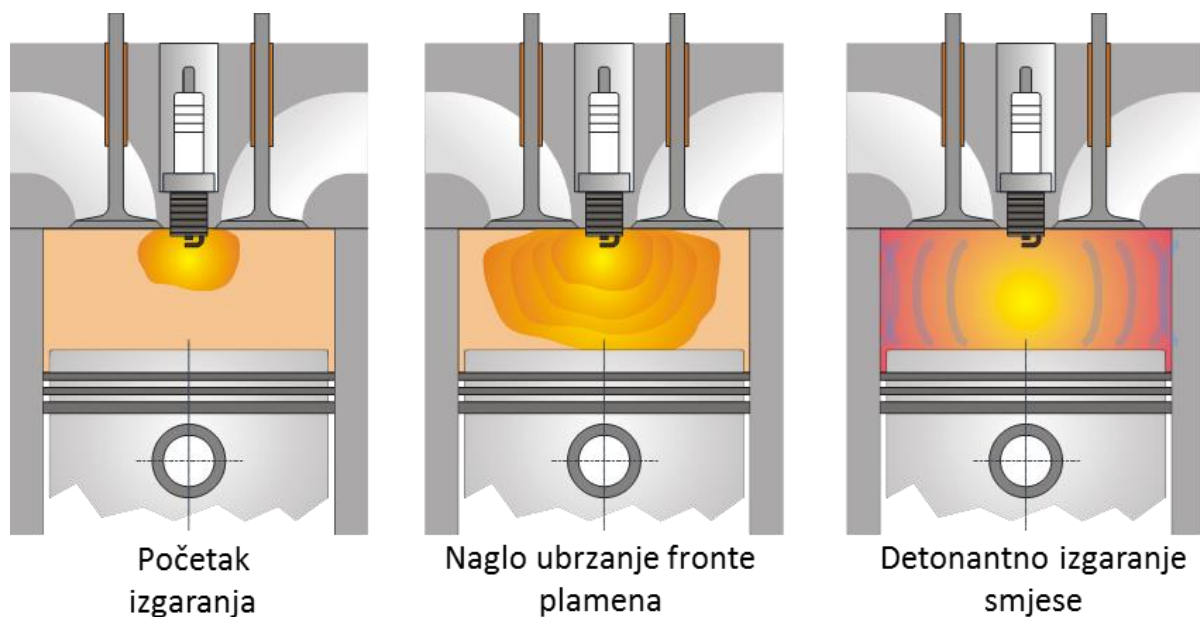
U izvještaju o istraživanju izgaranja u motorima koje se provodilo u razdoblju od 1984. do 1995. godine na RWTH u Aachenu (**R**hein-**W**estfälische **T**echnische **H**ochschule Aachen) [14] napravljen je i opsežan pregled dotadašnjih istraživanja vezanih uz detonantno izgaranje. Prema tom izvještaju već je i Nicolas August Otto u svojim osobnim zabilješkama napisao:

„... 1862. stroj je proradio i iste godine je totalno uništen uslijed jakih udara koji su se u njemu javili“.

Dakle, fenomen detonantnog izgaranja je vjerojatno star koliko i sam motor s unutarnjim izgaranjem. Isto tako je već dugo poznata i povezanost detonantnog izgaranja i oscilacija tlaka u cilindru motora. Već je 1923. godine Sir H. R. Ricardo smatrao da je uzrok pojave detonantnog izgaranja spontano samozapaljenje još neizgorjele smjese u cilindru [14], [15]. Ricardove pretpostavke su potvrđene tek osamdesetih i devedesetih godina prošlog stoljeća snimanjima pomoću suvremenih optičkih mjernih uređaja te se danas može reći da je detonantno izgaranje gotovo uvijek rezultat pojave samozapaljenja u neizgorjeloj smjesi ispred normalne fronte plamena. Među recentnim istraživanjima koja potvrđuju pojavu samozapaljenja u neizgorjeloj smjesi kao uzrok pojave detonantnog izgaranja ističu se ona koja su proveli Kawahara i Tomita [16], [17] te Schießl i Maas [18]. Tijekom zadnjih 120 godina formirano je nekoliko teorija nastanka detonantnog izgaranja, a dvije najznačajnije teorije su **teorija detonacije** i **teorija samozapaljenja neizgorjele smjese**.

3.1.1. Teorija detonacije

Prema teoriji detonacije (slika 9.) do pojave detonantnog izgaranja dolazi isključivo uslijed naglog ubrzanja primarne fronte plamena, pri čemu ne dolazi do samozapaljenja neizgorjele smjese [1], [2], [14], [21], [46]. Udarni val uzrokovan naglim ubrzanjem fronte plamena odbija se od stijenki prostora izgaranja, a interakcijom odbijanih valova dolazi do njihove lokalne superpozicije i lokalno značajnog porasta mehaničkog i toplinskog opterećenja komponenata klipnog mehanizma i prostora izgaranja koje može uzrokovati značajna oštećenja u motoru.

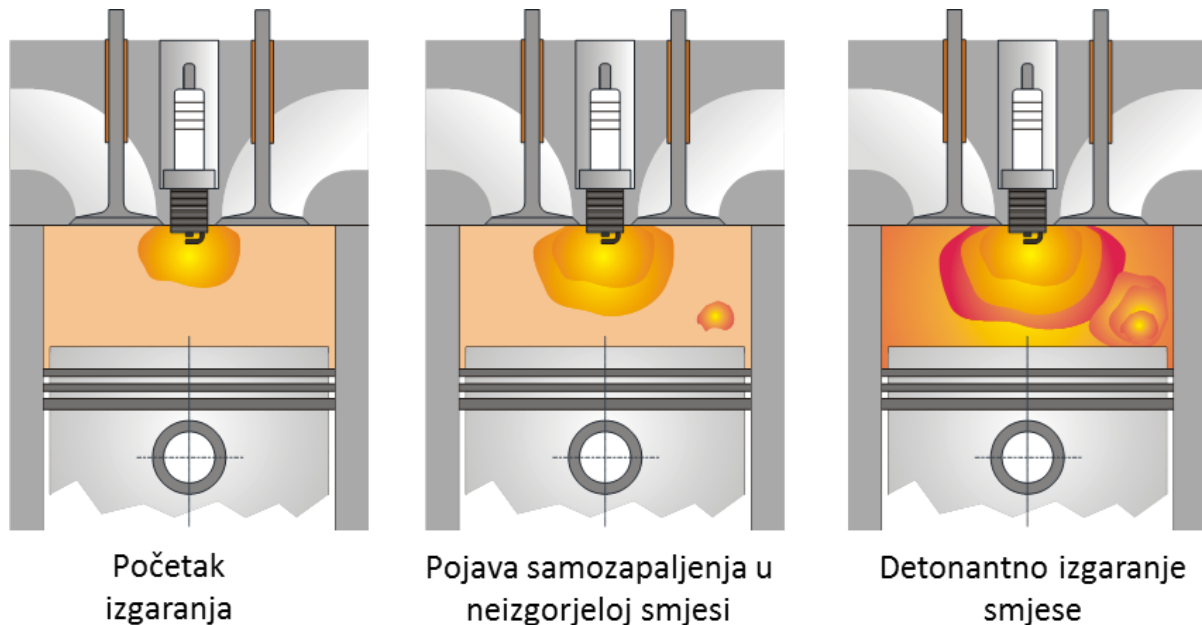


Slika 9. Nastanak detonantnog izgaranja prema teoriji detonacije

Postoji nekoliko objašnjenja naglog ubrzanja fronte plamena. Curry [47] smatra da do ubrzanja fronte plamena dolazi zbog povećanja reaktivnosti neizgorjele smjese ispred fronte plamena kao posljedica kemijskih reakcija uslijed kojih nastaju slobodni radikali koji ubrzavaju izgaranje. Povećanjem tlaka i temperature povećava se koncentracija slobodnih radikala u neizgorjeloj smjesi pri čemu se brzina napredujuće fronte plamena povećava do brzine koja uzrokuje stvaranje udarnog vala. S druge strane, Maly i Ziegler [48] smatraju da su za naglo ubrzanje fronte plamena odgovorne mikroturbulencije generirane napredujućom frontom plamena i njihovo istovremeno zahvaćanje reaktivne zone plamena i neizgorjele smjese ispred nje, pri čemu dolazi do povećanja reaktivnosti neizgorjele smjese i ubrzanja fronta plamena.

3.1.2. Teorija samozapaljenja

Prema teoriji samozapaljenja (slika 10.) uzrok detonantnog izgaranja je pojava samozapaljenja dijela neizgorjele smjese koji još nije obuhvaćen frontom plamena [1], [2], [14], [21], [46]. Uslijed povećanja tlaka i temperature neizgorjele smjese, koji su posljedica smanjivanja volumena prostora izgaranja tijekom takta kompresije, te uslijed ekspanzije produkata izgaranja, u neizgorjeloj smjesi se odvijaju kemijske reakcije koje dijelove smjese mogu dovesti u vrlo reaktivno stanje koje nakon toga rezultira njihovim samozapaljenjem.



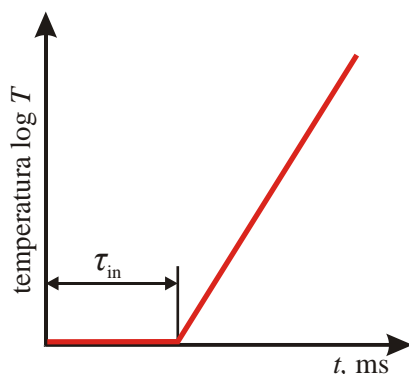
Slika 10. Nastanak detonantnog izgaranja prema teoriji samozapaljenja

Samozapaljenje je proces izgaranja koji se odvija vrlo velikom brzinom, a nije uzrokovano egzotermnim izvorom paljenja [49]. Procesi koji se tijekom samozapaljenja odvijaju u neizgorjeloj smjesi ovise o parametrima kao što su vrsta goriva, lokalna temperatura, tlak i sastav smjese. Značajan utjecaj na te parametre imaju volumen, oblik i materijal prostora izgaranja te oblik strujanja smjese u cilindru. Samozapaljenje se može javiti istovremeno ili sukcesivno na različitim mjestima u neizgorjeloj smjesi [16], [17], [18], [49]. Na mjestu samozapaljenja, uslijed formiranja vrućih produkata izgaranja, lokalno naglo rastu tlak i temperatura. Formira se impuls tlaka koji u određenim uvjetima uzrokuje formiranje udarnih tlačnih valova [50]. Udarni tlačni valovi se odbijaju od stijenke cilindra što rezultira kompleksnim profilom tlačnih valova u prostoru izgaranja koji je uočljiv na mjerenim profilima tlaka u cilindru.

3.2. Samozapaljenje smjese ugljikovodika i zraka

Kemijske reakcije koje uzrokuju pojavu samozapaljenja smjese goriva i zraka su termokemijski procesi koji se odvijaju kao lančane kemijske reakcije čiji slijed ovisi o energiji potrebnoj za njihovo odvijanje. U fazi iniciranja lančanih reakcija, nizom kemijskih reakcija iz stabilnih spojeva ugljika i vodika koji čine gorivo nastaju reaktivni spojevi, takozvani radikali. Te inicijalne kemijske reakcije se odvijaju relativno sporo pri čemu formirani radikali u propagacijskim lančanim reakcijama dalje reagiraju sa stabilnim spojevima, a kao rezultat nastaju radikali drugačijih kemijskih afiniteta. Tijekom propagacijskih lančanih reakcija ne mijenja se koncentracija slobodnih radikala nego samo njihova svojstva. U nekim od propagacijskih reakcija nastaju radikali koji zatim sudjeluju u reakcijama lančanog grananja kojima se broj novih radikala značajno povećava, što rezultira ubrzavanjem lančanih reakcija. Prekid lanca kemijskih reakcija predstavljaju reakcije gašenja u kojima reakcijom između slobodnih radikala nastaju stabilni spojevi. Ako se reakcije lančanog grananja odvijaju brže i češće od reakcija gašenja, dolazi do naglog povećanja koncentracije slobodnih radikala i formiranja njihove dovoljno velike koncentracije da se reakcijama obuhvati značajna količina goriva i nastupi samozapaljenje [4], [51].

Kod lančanih reakcija koje se odvijaju u smjesi ugljikovodika i zraka povećanje temperature smjese se primjećuje tek nakon određenog vremenskog intervala koji ovisi o temperaturi, tlaku i sastavu smjese [50], [52]. Na slici 11. je kvalitativno prikazana vremenska promjena temperature tijekom lančanih kemijskih reakcija u smjesi ugljikovodika i zraka.



Slika 11. Pojednostavljeni prikaz vremenskog ponašanja lančanih reakcija u adijabatskom sustavu [4]

Tijekom vremena iniciranja pojave samozapaljenja (τ_{in}) eksponencijalno raste koncentracija radikala, a porast temperature je neznan zbog male količine goriva koja je obuhvaćena reakcijama te malog iznosa energije koja se u toj fazi procesa oslobađa [4]. Brzina odvijanja kemijskih reakcija u kojima nastaju slobodni radikali značajno ovisi o temperaturi, a ta

ovisnost je izrazito nelinearna. U eksperimentalnim istraživanjima ovisnosti vremena inicijacije samozapaljenja o temperaturi i tlaku smjese, provedenim s različitim smjesama ugljikovodika i zraka, utvrđeno je da se promjena vremena inicijacije samozapaljenja s tlakom i temperaturom može opisati Arrheniusovim izrazom [2]:

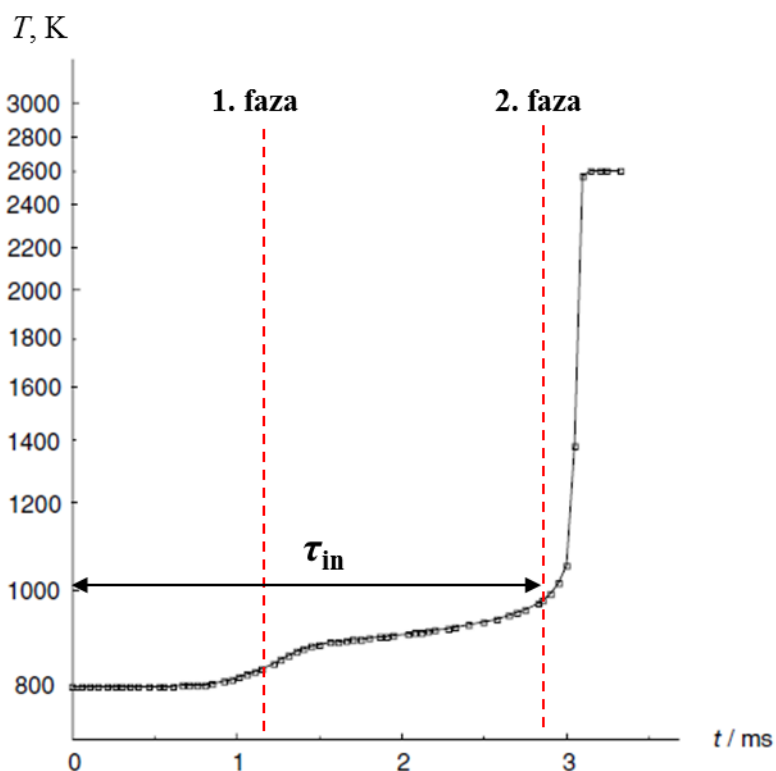
$$\tau_{in} = A \cdot p^{-n} \cdot e^{\frac{B}{T}} \quad (3.1)$$

gdje su:

- τ_{in} – vrijeme inicijacije samozapaljenja, ms,
- A – faktor frekvencije, ms·barⁿ,
- p – tlak smjese, bar,
- n – eksponent tlaka,
- T – temperatura smjese, K,
- B – faktor aktivacijske energije, K.

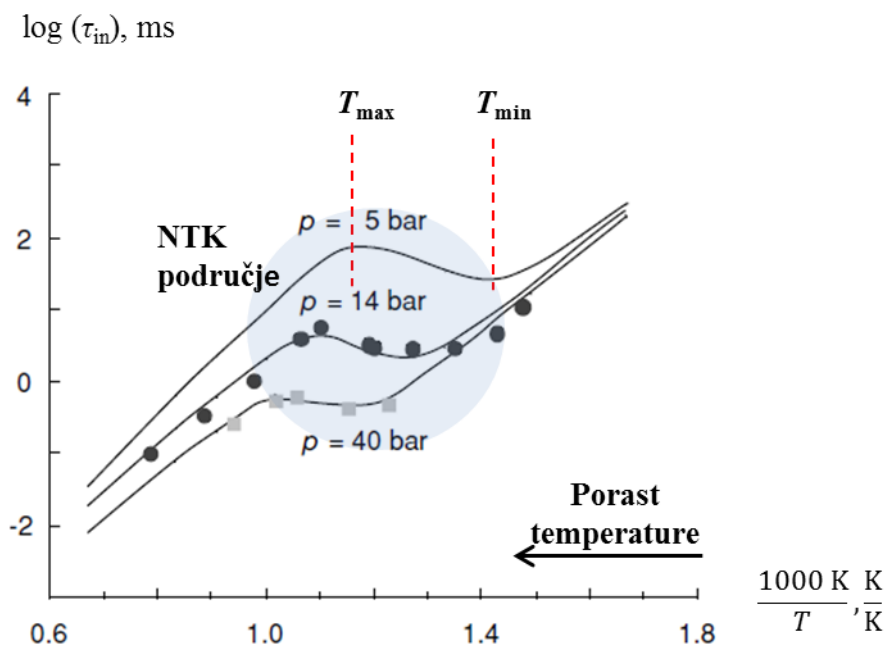
U Arrheniusovom izrazu A , n i B su konstante koje se utvrđuju na temelju analize eksperimentalnog ponašanja smjese goriva i zraka te ovise o primjenjivanom gorivu i sastavu smjese. Prema izrazu (3.1) najveći utjecaj na vrijeme inicijacije samozapaljenja ima tlak smjese.

Specifičnost goriva s velikim udjelom alkana, kakva su tipična za motore s unutarnjim izgaranjem, je dvofazno izgaranje pri čemu se u temperaturnom području od 800 K do 900 K prije potpunog izgaranja smjese javlja niskotemperaturno izgaranje ili hladni plamen (engl. *Cool flame*, njem. *kalte Flamme*) (slika 12.). Uslijed niskotemperaturnog izgaranja oslobodi se mali dio energije goriva i u reakcijskoj zoni dolazi do blagog porasta temperature. Intenziviraju se reakcije u kojima već formirani radikali tvore manje reaktivne međuspojeve te se reakcije lančanog grananja usporavaju i dolazi do zaustavljanja izgaranja [4], [51]. Povećanje koncentracije stabilnijih međuspojeva usporava porast temperature smjese i produljuje vrijeme iniciranja samozapaljenja. Kada temperatura dovoljno poraste ($T > 1000$ K), dotada stabilni međuspojevi postaju nestabilni i raspadaju se na vrlo reaktivne radikale te dolazi do vrlo naglog oslobađanja preostale energije iz goriva i naglog porasta temperature smjese. Posljedica niskotemperaturnog izgaranja goriva i reakcija koje nakon njega slijede je promjena vremena iniciranja samozapaljenja s negativnim temperaturnim koeficijentom (NTK) (slika 13.).



Slika 12. Vremenska promjena temperature (logaritamsko mjerilo) tijekom dvofaznog izgaranja stehiometrijske smjese *n*-heptana i zraka (izračunato modelom kemijskih reakcija Chevalier et al. [4])

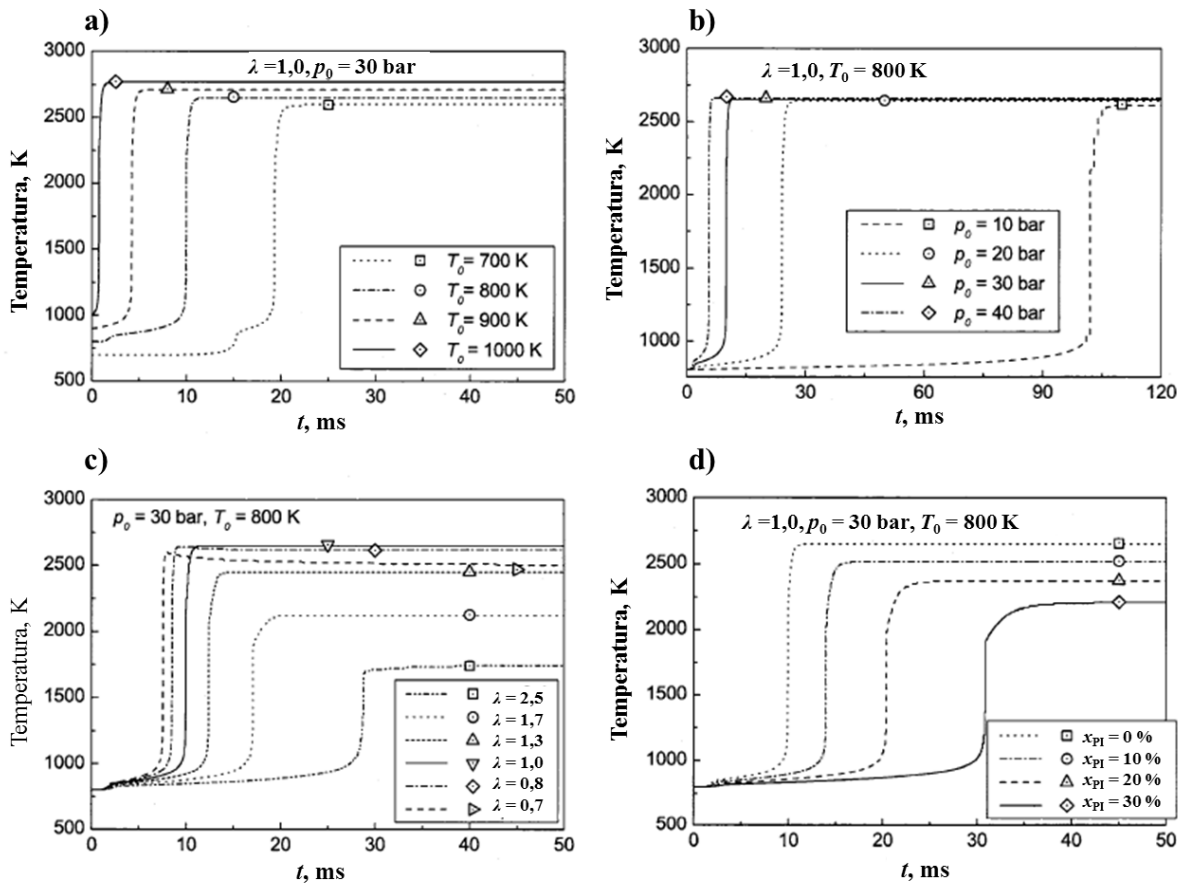
Područje negativnog temperaturnog koeficijenta je karakteristično po tome što se s porastom temperature produljuje vrijeme iniciranja samozapaljenja [4], [51]. Taj efekt može biti presudan za mjesto pojave samozapaljenja u neizgorjeloj smjesi. Kada se temperatura neizgorjele smjese nalazi unutar temperaturnog intervala između T_{\min} i T_{\max} smjesa će biti sklonija pojavi samozapaljenja u području smjese gdje je temperatura bliža temperaturi T_{\min} . Iz toga slijedi da će kod uvjeta rada gdje je temperatura neizgorjele smjese u području temperatura negativnog temperaturnog koeficijenta do pojave samozapaljenja doći u hladnijem dijelu smjese. Naravno, pod uvjetom da fronta plamena prije ne obuhvati cijeli prostor izgaranja. Vrijeme iniciranja samozapaljenja osim o temperaturi, tlaku i vrsti goriva ovisi i o sastavu smjese, pri čemu se misli na faktor zraka i udio produkata izgaranja. Na slici 14. su prikazani rezultati numeričke analize ponašanja smjese izooktana i zraka provedene u [52]. Analiziran je utjecaj početne temperature (T_0), tlaka (p_0), faktora zraka (λ) i masenog udjela produkata izgaranja (R) na vremensku promjenu temperature smjese, pri čemu se mogu uočiti promjene u trajanju iniciranja samozapaljenja, vrijednosti ravnotežne temperature smjese (temperatura smjese na kraju izgaranja) i obliku profila vremenske promjene temperature (pojava niskotemperaturnog izgaranja).



Slika 13. Vrijeme iniciranja samozapaljenja u stehiometrijskoj smjesi *n*-heptana i zraka; negativni temperaturni koeficijent se javlja ispod 1000 K (izračunato modelom kemijskih reakcija Chevalier et al. [4])

Za analizu je korišten programski paket SENKIN i mehanizam odvijanja kemijskih reakcija za primarno referentno gorivo (PRF) kojeg su razvili Tanaka et al. [83], a odvijanje kemijskih reakcija je simulirano za toplinski izoliran sustav pri konstantnom tlaku te se stoga može reći da je ravnotežna temperatura smjese približno jednaka temperaturi plamena formiranog samozapaljenjem smjese. Slika 14.a pokazuje promjenu temperature s vremenom za različite početne temperature T_0 stehiometrijske smjese tlaka $p_0 = 30$ bar. Kod početnih temperatura $T_0 = 700$ K i 800 K jasno se može uočiti pojava niskotemperaturnog izgaranja pri kojem temperatura smjese polagano naraste na približno 1000 K, a zatim prelazi naglo u visokotemperaturno izgaranje. Slika 14.b pokazuje utjecaj tlaka na vremensku promjenu temperature. Analizirana je stehiometrijska smjesa s početnom temperaturom $T_0 = 800$ K. Može se uočiti da se s povećanjem tlaka vrijeme iniciranja značajno smanjuje, a temperature ravnotežnih stanja smjese jedva da se razlikuju. Na slici 14.c pokazan je rezultat analize utjecaja pretička zraka na ponašanje smjese. Tlak analiziranih smjesa je $p_0 = 30$ bar, a početna temperatura $T_0 = 800$ K. Uočljivo je da je kod stehiometrijske smjese ravnotežna temperatura najviša, a obogaćivanjem smjese vrijeme iniciranja se monotono skraćuje. Na slici 14.d prikazan je utjecaj zaostalih produkata izgaranja na pojavu samozapaljenja. Faktor zraka analiziranih smjesa je $\lambda = 1$, tlak je $p_0 = 30$ bar, a temperatura $T_0 = 800$ K. Može se uočiti da se povećanjem sadržaja produkata izgaranja u svježoj smjesi osim produljivanja faze iniciranja samozapaljenja značajno smanjuje i ravnotežna temperatura tj. temperatura

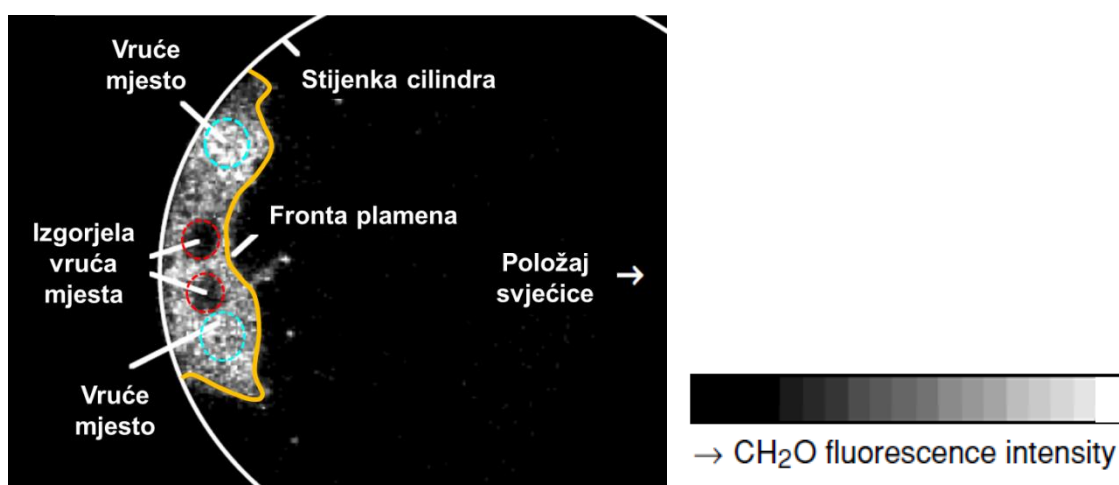
plamena. Temperatura plamena čiste stehiometrijske smjese (oko 2700 K) se kod 20 % masenog udjela produkata izgaranja (x_{PI}) smanji za približno 300 K. Takav utjecaj produkata izgaranja čini povećanje njihova udjela u svježoj smjesi učinkovitom metodom smanjivanja emisije dušikovih oksida kod Ottovih motora, koji nastaju kao posljedica visokih temperatura u cilindru.



Slika 14. Samozapaljenje smjese izooktana i zraka ovisno o: a) promjeni početne temperature, b) promjeni tlaka, c) promjeni faktora zraka i d) promjeni masenog udjela produkata izgaranja [52]

3.3. Način formiranja detonantnog izgaranja

Paljenje neizgorjele smjese uslijed samozapaljenja se najčešće javlja u rubnim područjima prostora izgaranja ili tik ispred fronte plamena [4], [16], [17], [18], [49]. Područja neizgorjele smjese u kojima dolazi do samozapaljenja su mjesta koja imaju veću koncentraciju slobodnih radikala od ostatka neizgorjele smjese i nazivaju se vrućim mjestima (engl. *hot spots*). Formiranje vrućih mjesta se može uočiti analizom kemijske reaktivnosti neizgorjele smjese. Za ovu analizu se često koristi 2D lasersko pobuđivanje osvijetljenosti (engl. *Laser Induced Fluorescence – LIF*) slobodnih radikala kao što su nestabilni fragmenti ugljikovodika ($\bullet\text{CH}^5$), $\bullet\text{C}_2$, hidroksidi ($\bullet\text{OH}$), $\bullet\text{HCO}$ i formaldehidi (CH_2O) koji nastaju kao međuprodukti kemijskih reakcija oksidacije goriva [21], [16], [17], [18]. Laserskim snopom određene valne duljine se osvjetljuje neizgorjela smjesa pri čemu se, ovisno o valnoj duljini laserske zrake, pobuđuje emitiranje svjetlosti određenog radikala. Na slici 15. prikazano je formiranje vrućih mjesta i pojava samozapaljenja u neizgorjeloj smjesi osvjetljivanjem CH_2O međuspojeva. CH_2O su vrlo reaktivni međuspojevi oksidacije goriva kojima se koncentracija u neizgorjeloj smjesi povećava s povećanjem temperature, a kod pojave izgaranja naglo reagiraju s ostalim radikalima i međuspojevima te im se koncentracija naglo smanji [4], [18], [49]. Vruća mjesta se slici 15. mogu prepoznati po većoj osvijetljenosti tj. većoj koncentraciji CH_2O , a mjesta pojave samozapaljenja se mogu prepoznati kao tamna mjesta u osvijetljenom dijelu prostora izgaranja.



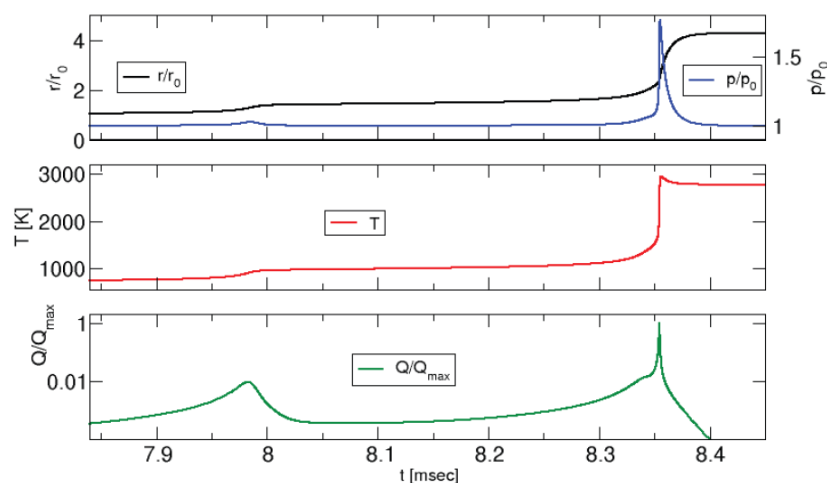
Slika 15. Formiranje vrućih mjesta u neizgorjeloj smjesi vizualizirano osvijetljenošću CH_2O pobuđene 2D laserom (prema [4])

⁵ Crna točka ispred oznake kemijskog spoja predstavlja broj slobodnih elektrona molekule dotičnog spoja

Uzrok formiranja vrućih mjesta je temperaturna nehomogenost neizgorjele smjese, a ona se javlja uslijed:

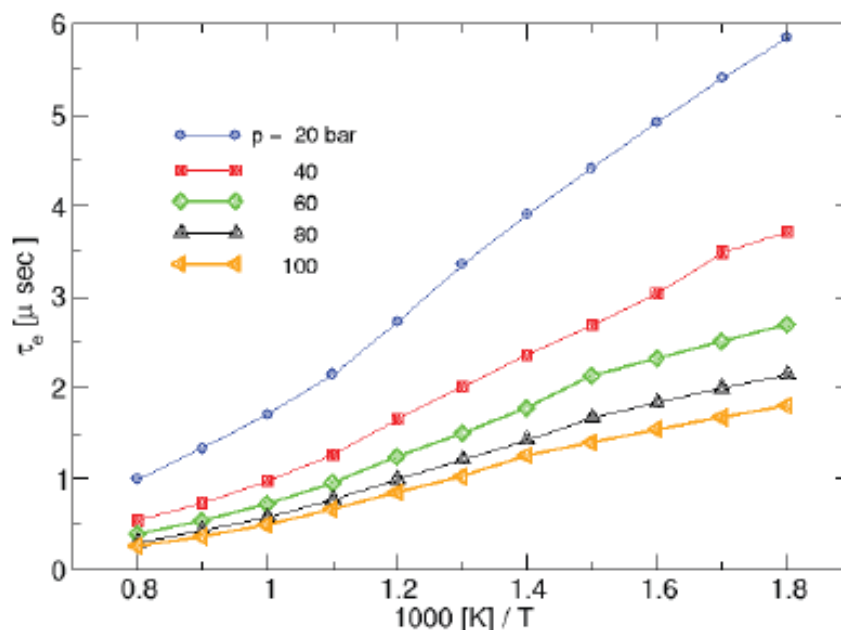
- lokalnih razlika u sastavu smjese uzrokovanih nesavršenostima tijekom pripreme smjese,
- neravnomjerne izmiješanosti zaostalih produkata izgaranja i svježe smjese,
- neujednačene temperature površine stijenki prostora izgaranja,
- neujednačenosti koeficijenta prijelaza topline uz stijenke prostora izgaranja.

Temperature neizgorjele smjese u dijelovima gdje je smjesa lokalno bogatija i gdje je udio produkata izgaranja veći od prosjeka su niže zbog većeg specifičnog toplinskog kapaciteta tog dijela smjese [4], [19]. Ponašanje vrućeg mjesta ovisi o lokalnom tlaku, temperaturi i sastavu smjese te o temperaturnom gradijentu prema okolnoj neizgorjeloj smjesi. Prema numeričkom istraživanju opisanom u [20] u homogenoj smjesi izooktana i zraka na temperaturi od 700 K i tlaku od 20 bar nakon 8,35 ms pojavljuje se visokotemperaturno oslobađanje topline i temperatura u mjestu samozapaljenja se povisi na 3000 K, a polumjer jezgre inicijalnog vrućeg mjesta se poveća gotovo 4 puta. Pri tome se formira tlačni impuls koji je 1,7 puta veći od inicijalnog tlaka ($p_0 = 20$ bar). Takvi tlačni impulsi uzrokuju formiranje tlačnih valova koji se kreću brzinom zvuka prema okolnoj neizgorjeloj smjesi pri čemu u fronti vala dolazi do povećanja tlaka i gustoće neizgorjele smjese te se smanjuje vremenski interval do pojave samozapaljenja [19], što može dovesti do daljnjih pojava samozapaljenja u neizgorjeloj smjesi. Opisani slijed događaja u određenim uvjetima može dovesti do razvijanja detonantnog vala s brzinama širenja većim i od 2000 m/s [4], [14], [49]. Način odvijanja procesa samozapaljenja je prikazan dijagramima na slici 16.



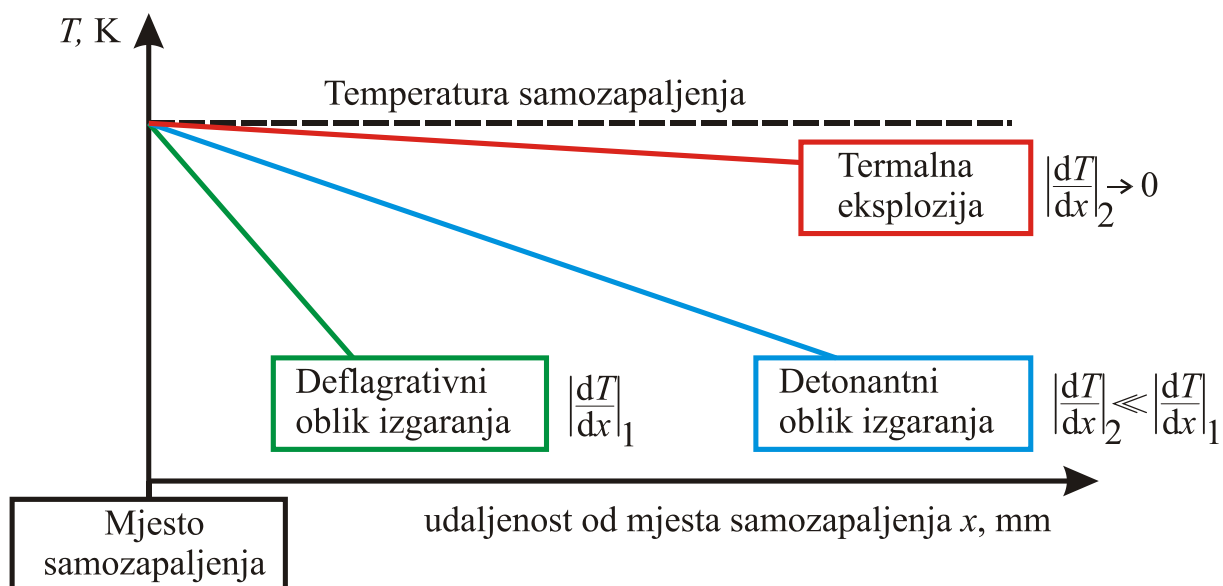
Slika 16. Odvijanje procesa samozapaljenja u inicijalnoj jezgri smjese izooktana i zraka, polumjera r_0 pri $T_0 = 700$ K i $p_0 = 20$ bar, [20]

Normalizirana brzina oslobađanja topline Q / Q_{\max} prikazana je u logaritamskom mjerilu te je dobro uočljiva dvofazna karakteristika izgaranja smjese izooktana i zraka. Od presudne važnosti za formiranje tlačnog impulsa je vrijeme trajanja visokotemperaturnog oslobađanja topline τ_e koje se značajno mijenja s promjenom tlaka i temperature (slika 17.). Da bi impuls tlaka mogao uzrokovati formiranje udarnih tlačnih valova, trajanje visokotemperaturnog oslobađanja topline mora biti kraće od $10 \mu\text{s}$ [19]. Visokotemperaturno oslobađanje topline je osim o tlaku i temperaturi ovisno i o faktoru zraka smjese. Prema [19] u neizgorjeloj smjesi sastava uobičajenog za Ottove motore formiranje visokofrekventnih tlačnih valova karakterističnih za detonantno izgaranje je pri temperaturama neizgorjele smjese između 800 K i 1400 K i pri tlakovima do 50 bar izgledno jedino kod stehiometrijskog sastava smjese. Za faktore zraka $\lambda > 2$ vjerojatnost formiranja lokalnog porasta tlaka je mala, a kod $\lambda > 3$ formiranje je gotovo nemoguće. Samozapaljenje u neizgorjeloj smjesi ne mora nužno uvijek rezultirati detonantnim izgaranjem [14], [19], [21], [41], [49], [50].



Slika 17. Promjena duljine trajanja visokotemperaturnog oslobađanja topline τ_e stehiometrijske smjese izooktana i zraka kao funkcija temperature i tlaka [20]

Formiranje uvjeta za pojavu detonantnog izgaranja u najvećoj mjeri ovisi o reaktivnosti smjese oko mjesta samozapaljenja, a ona je u čvrstoj korelaciji s temperaturom i sastavom smjese [9], [41]. S obzirom na temperaturni gradijent u neizgorjeloj smjesi oko mjesta samozapaljenja, izgaranje koje nakon samozapaljenja slijedi možemo podijeliti na deflagrativni oblik izgaranja, detonantni oblik izgaranja i termalnu eksploziju (slika 18.). Takva podjela je prihvatljiva zbog velikog utjecaja temperature na reaktivnost smjese [41].



Slika 18. Temperaturni gradijenti raznih oblika izgaranja uslijed samozapaljenja (x – udaljenost od sekundarnog izvora zapaljenja u neizgorjeloj smjesi) [41]

Kod deflagrativnog oblika izgaranja dominantno je provođenjem topline u fronti plamena formiranog uslijed samozapaljenja i javlja se kod velikog temperaturnog gradijenta u temperaturnom polju oko mjesta samozapaljenja. Takav oblik izgaranja je relativno spor, reda veličine kao brzina širenja fronte plamena kod normalnog izgaranja [9], te ne uzrokuje formiranje udarnog tlačnog vala i pojavu detonantnog izgaranja. Kod detonantnog oblika izgaranja temperaturni gradijent je značajno manji od temperaturnog gradijenta deflagrativnog oblika izgaranja te dovoljan da udarni tlačni val uzrokovan impulsom tlaka u mjestu samozapaljenja povisi temperaturu okolnoj smjesi iznad temperature samozapaljenja. Formirana fronta plamena se širi brzinom koja je reda veličine brzine zvuka u izgorjeloj smjesi. Kod gotovo homogene temperaturene raspodjele u smjesi, samozapaljenje se javlja gotovo trenutno u cijeloj neizgorjeloj smjesi. Takav oblik izgaranja se naziva termalnom eksplozijom, a uvjeti za njegovu pojavu u Ottovim motorima gotovo da se i ne mogu postići [41]. Uobičajena reaktivnost neizgorjele smjese uslijed pojave samozapaljenja je između deflagrativnog i detonantnog izgaranja pri čemu se izgaranje iz deflagrativnog oblika ubrzava prema detonantnom obliku. Prijelaz iz deflagrativnog u detonantno izgaranje u značajnoj mjeri ovisi o volumenu neizgorjele smjese, pošto je za ubrzanje fronte plamena potreban određeni prostor.

3.4. Parametri rada motora koji utječu na detonantno izgaranje

Na pojavu detonantnog izgaranja značajan utjecaj imaju opterećenje motora i atmosferski uvjeti, vrsta goriva te oblik i dimenzije prostora izgaranja. Općenito, sklonost detonantnom

izgaranju kod Ottovih motora je veća kod većeg kompresijskog omjera, ranije točke paljenja te pri višim temperaturama svježije smjese i samog motora [1], [2], [3], [9], [8].

U nastavku je opisan utjecaj parametara motora relevantnih za pojavu detonantnog izgaranja.

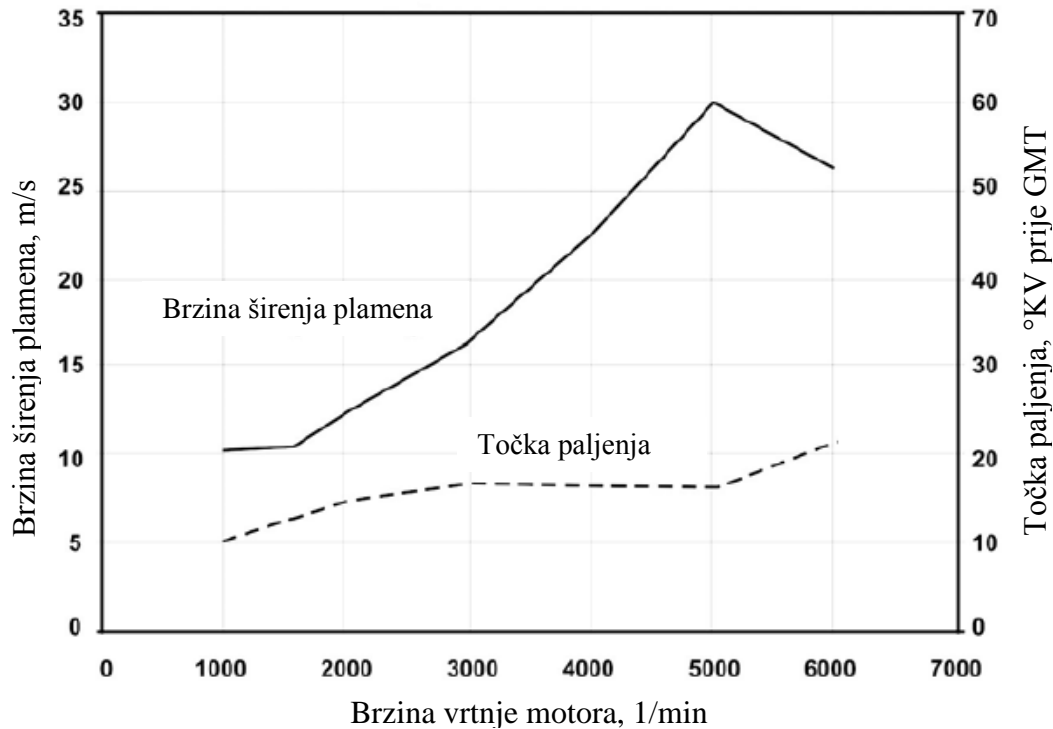
3.4.1. Opterećenje motora

Detonantno izgaranje se prvenstveno javlja u području većeg opterećenja [13], [14], [19], [41]. Povećanjem opterećenja Ottovom motoru raste stupanj punjenja te se povećava masa svježije smjese u cilindru i raste tlak na početku i na kraju kompresije. Zbog veće mase svježije smjese u cilindru se tijekom izgaranja oslobađa više topline te je shodno tome prirast tlaka i temperature veći. Kao posljedica toga povećava se sklonost motora pojavi detonantnog izgaranja. Promjenom opterećenja motora mijenja se masa svježije smjese u cilindru te se mijenja i tlak na početku kompresije. Tlak smjese ima značajniji utjecaj na vrijeme iniciranja samozapaljenja (izraz (3.1)), a pri djelomičnom opterećenju su tlakovi u cilindru niži pa će vrijeme iniciranja samozapaljenja biti duže te je formiranje vrućih mjesta u neizgorjeloj zoni tijekom izgaranja manje izgledno.

3.4.2. Brzina vrtnje motora

Detonantno izgaranje se može javiti prilikom naglog ubrzavanja vozila i tijekom dugotrajne vožnje velikom brzinom tj. pod velikim opterećenjem. Tijekom naglog ubrzavanja motor ubrzava od niskih brzina vrtnje prema višim, pri čemu zbog inercije vozila značajno poraste njegovo opterećenje. Pojava detonantnog izgaranja u takvim uvjetima rada je jasno prepoznatljiva po specifičnom zvuku, ali pojava oštećenja motora su rijetka zbog kratkog trajanja uvjeta povoljnih za pojavu detonantnog izgaranja. Doduše, kod današnjih snažno prednabijanih motora se može pojaviti preuranjeno paljenje i ekstremno detonantno izgaranje [41], [42], ali proizvođači tome pokušavaju doskočiti optimiranjem oblika prostora izgaranja, procesa pripreme smjese i primjenom kvalitetnijih motornih ulja [44], [53]. Sigurnost rada motora ostvaruje se primjenom sustava elektroničkog upravljanja i regulacije (engl. *motor management*).

S brzinom vrtnje motora pojačavaju se turbulentna strujanja smjese goriva i zraka u cilindru te kao posljedica toga raste i brzina širenja fronte plamena (slika 19.).



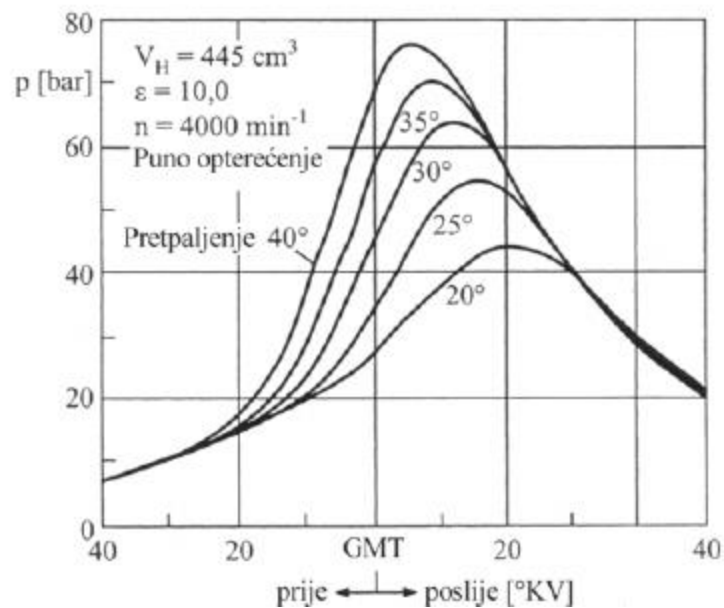
Slika 19. Promjena brzine širenja fronte plamena s brzinom vrtnje motora [2]

Pri velikim brzinama vrtnje motora brzo napredovanje fronte plamena dovodi do naglog porasta temperature i tlaka u preostaloj neizgorjeloj smjesi. Ako pri takvim uvjetima dođe do pojave samozapaljenja, velika je vjerojatnost pojave ekstremnog detonantnog izgaranja i velikih oštećenja u motoru. Zbog toga rad motora na granici pojave detonantnog izgaranja u području velikih brzina vrtnje i velikog opterećenja treba izbjegavati. Iako je u takvim uvjetima raspoloživo vrijeme za pojavu samozapaljenja izuzetno kratko, opasnost pojave samozapaljenja prijeti od vrućih mjesta u prostoru izgaranja koja se formiraju zbog izloženosti motora većem toplinskom opterećenju. Povišene temperature ovih dijelova prostora izgaranja uzrokuju povećanje temperature svježe smjese te raste vjerojatnost pojave detonantnog izgaranja.

Kod istog opterećenja i iste točke paljenja, trajanje izgaranja se smanjuje s povećanjem brzine vrtnje pa je i veća vjerojatnost da će izgaranje završiti prije nego što se stvore uvjeti za pojavu samozapaljenja. Prema tome, sklonost detonantnom izgaranju smanjuje se s povećanjem brzine vrtnje [14].

3.4.3. Točka paljenja

Najveći utjecaj na detonantno izgaranje, pored konstrukcijom zadanog kompresijskog omjera, ima točka paljenja smjese. On u najvećoj mjeri utječe na početak izgaranja i time na oblik profila tlaka u cilindru i na položaj težišta izgaranja (točka u kojoj izgori 50 % od ukupne količine goriva u procesu). Što je točka paljenja ranija u odnosu na GMT to je veći prirast tlaka i viši su vršni tlakovi u cilindru (slika 20.) te je vjerojatnost pojave detonantnog izgaranja veća.



Slika 20. Promjena tlaka u cilindru s promjenom točke paljenja [54]

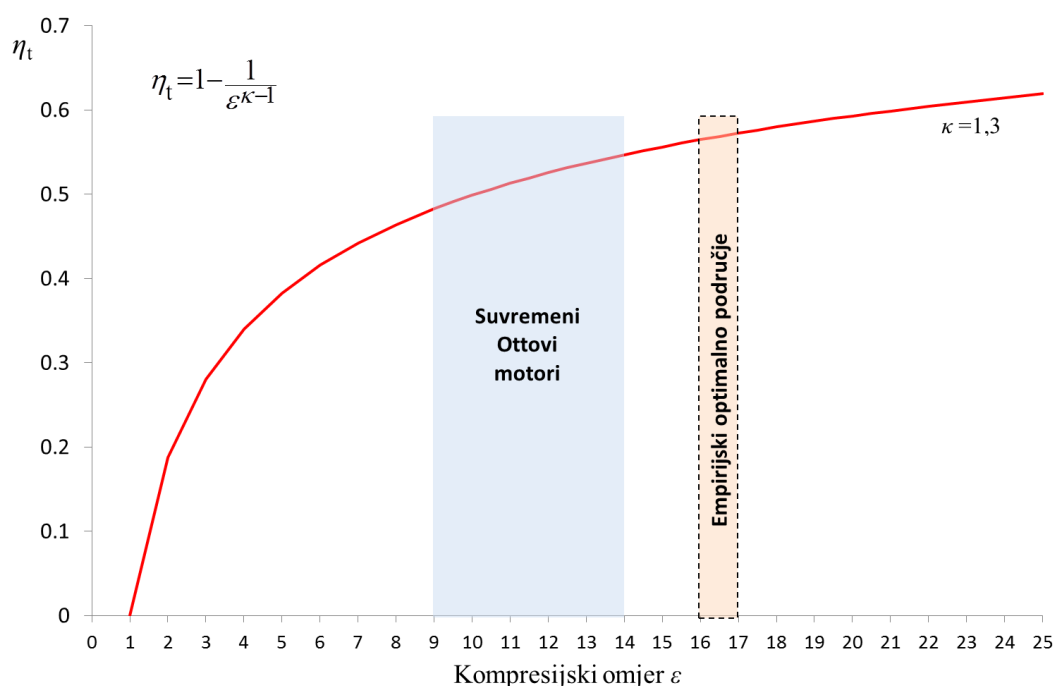
Pomicanjem točke paljenja prema kasnije mogu se izbjeći kritične vrijednosti tlaka i temperature. Pomak težišta izgaranja na kasnije ima za posljedicu manji vršni tlak u cilindru i manji srednji indicirani tlak. Manja udaljenost težišta izgaranja od GMT vodi povećanju stupnja djelovanja jer se proces u cilindru time više približava idealnom Ottovom procesu. Ako se točka paljenja zbog pojave detonantnog izgaranja ne može podesiti tako da se težište izgaranja nalazi u položaju koji daje najveći vršni tlak u cilindru, odnosno najveći srednji indicirani tlak, stupnja djelovanja motora je niži. Termodinamički optimalan položaj težišta izgaranja za uobičajene izvedbe prostora izgaranja je 6 do 10 °KV nakon GMT [13]. Pri takvom položaju težišta izgaranja za očekivati je najmanju specifičnu potrošnju goriva i najveći efektivni stupanj djelovanja. Kod prerane točke paljenja izgaranje počinje ranije te rastu gubitci uslijed izmjene topline preko stijenki prostora izgaranja, a prekasna točka paljenja rezultira kasnijim početkom izgaranja i povećanim toplinskim gubiticima zbog veće temperature produkata izgaranja. Nadalje, pri ranijem preskakanju iskre na svjećici produljuje

se i vrijeme zakašnjenja paljenja budući da se formiranje jezgre plamena odvija ranije tijekom kompresije kada su u cilindru tlak i temperatura niži.

Zbog velike vjerojatnosti pojave detonantnog izgaranja kod punog opterećenja motora malo je vjerojatno da će se u tim uvjetima moći primijeniti optimalna toka paljenja, tj. onaj koji daje najveći indicirani rad. On će se eventualno moći ostvariti kod djelomičnog opterećenja, kada su zbog smanjenog punjenja brzine strujanja u cilindru i brzine izgaranja manje, pa je mala i vjerojatnost pojave detonacije [11]. Pri punom opterećenju, da bi se izbjegla pojava detonantnog izgaranja trenutak paljenja treba pomaknuti prema GMT.

3.4.4. Kompresijski omjer motora

S povećanjem kompresijskog omjera raste termički stupanj djelovanja motora (slika 21.), a njegovo povećanje kod Ottovih je motora ograničeno pojavom detonantnog izgaranja. Međutim, stalan tehnološki razvoj motora i goriva rezultira polaganim ali ustrajnim rastom kompresijskog omjera. Danas uobičajeni kompresijski omjeri kreću se u rasponu od $\varepsilon = 9 \div 14$, ali još uvijek postoji potencijal za daljnje povećanje. Empirijski utvrđena optimalna vrijednost kompresijskog omjera za Ottove motore iznosi $\varepsilon = 16 \div 17$ [11].



Slika 21. Ovisnost termičkog stupnja djelovanja o kompresijskom omjeru motora

Povećanjem kompresijskog omjera, slično kao i ranijim trenutkom preskakanja iskre, rastu tlakovi i temperature tijekom takta kompresije. Zbog povećanja tlaka i temperature, uslijed povećanja kompresijskog omjera, u cilindru se već prije trenutka preskakanja iskre mogu

stvoriti uvjeti za pojavu detonantnog izgaranja. S druge strane, povećanjem kompresijskog omjera značajno raste i turbulencija u prostoru izgaranja te se fronta plamena brže rasprostire, a to djeluje kao mjera koja suzbija pojavu detonantnog izgaranja [46].

U području djelomičnog opterećenja motora gdje je sklonost detonantnom izgaranju mala i točka paljenja se nalazi u optimalnom položaju, pri većim kompresijskim omjerima motor će imati i veći stupnja djelovanja. Nasuprot tome, pri punom opterećenju zbog izbjegavanja područja pojave detonantnog izgaranja točku paljenja potrebno je pomaknuti iz optimalnog područja te se može dogoditi da je stupanj djelovanja manji nego kod motora koji radi s manjim kompresijskim omjerom [14], [46].

3.4.5. Faktor zraka svježe smjese

Stehiometrijska smjesa ima najveću sklonost pojavi detonantnog izgaranja [9], [46]. Iz tog razloga obogaćivanjem smjese ($\lambda < 1$) ili njenim osiromašivanjem ($\lambda > 1$) može se smanjiti sklonost motora pojavi detonantnog izgaranja i povećati njegov stupanj djelovanja pomicanjem točke paljenja bliže optimalnom položaju. Faktor zraka smjese utječe na laminarnu brzinu izgaranja i na temperaturu fronte plamena [2], [4], [56]. Laminarna brzina izgaranja je brzina napredovanja fronte plamena u mirujućoj smjesi goriva i zraka. Ona ovisi o kemijskim reakcijama između goriva i zraka, provođenju topline i difuzijskim procesima unutar fronte plamena, a može se opisati kao funkcija vrste goriva, faktora zraka (λ), sadržaja produkata izgaranja, tlaka smjese (p) i temperature neizgorjelog dijela smjese (T_{NS}). Najčešće korišten izraz za procjenu laminarne brzine plamena (v_L) je izraz (3.2) kojeg su razvili Metghalchi i Keck [55], pri čemu f_R predstavlja maseni udio produkata izgaranja u smjesi, T_0 i p_0 su referentni atmosferski uvjeti, a $v_{L,0}$ je laminarna brzina izgaranja pri atmosferskim uvjetima.

$$v_L = v_{L,0} \cdot \left(\frac{T_{NS}}{T_0} \right)^\alpha \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^\beta \cdot (1 - c_R \cdot f_R) \quad (3.2)$$

Konstantom c_R se definira utjecaj zaostalih produkata izgaranja na laminarnu brzinu plamena i prema [55] ona ima vrijednost $c_R = 2,1$. Eksponent α predstavlja utjecaj temperature neizgorjele smjese, a eksponent β utjecaj tlaka smjese na laminarnu brzinu izgaranja. Za referentne atmosferske uvjete obično se uzima: $T_0 = 298$ K, $p_0 = 101,3$ kPa. Laminarna brzina izgaranja pri atmosferskim uvjetima $v_{L,0}$ i eksponenti α i β ovise o vrsti goriva u smjesi. U tablici 1. nalaze izrazi za eksponente α i β koji prema [55] vrijede za izooktan.

Tablica 1. Izrazi za eksponente α i β u izrazu (3.2) za laminarnu brzinu izgaranja izooktana prema Metghalchi i Keck [55]

α	β	Područje primjene izraza		
		$\Phi = 1/\lambda$	T, K	$p, \text{ bar}$
$2,18 - 0,8(1/\lambda - 1)$	$-0,16 + 0,22(1/\lambda - 1)$	0,8 – 1,2	298 – 700	0,4 – 50

Za određivanje laminarne brzine izgaranja pri atmosferskim uvjetima za metanol, propan, izooktan i benzin koristi se izraz:

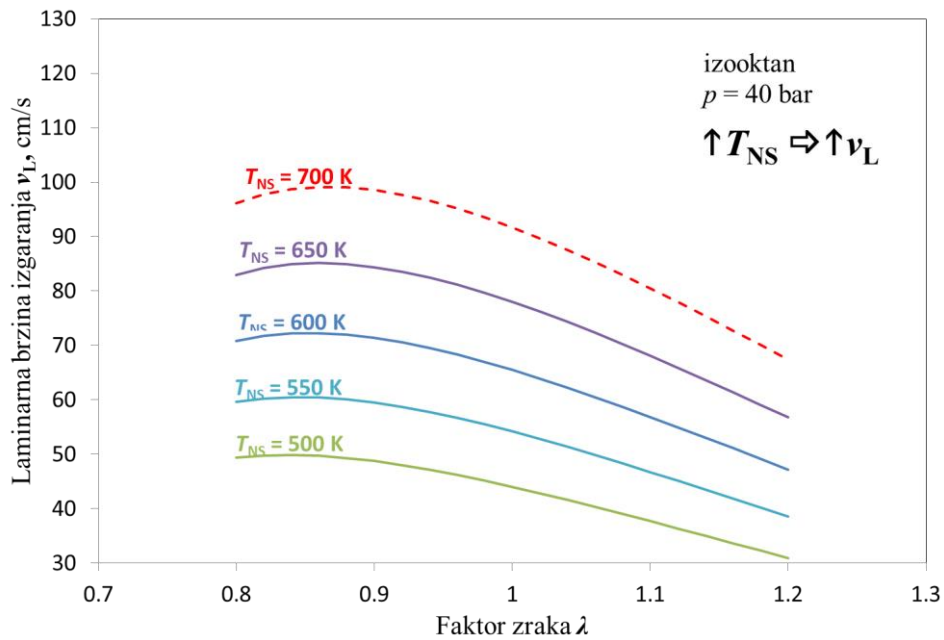
$$v_{L,0} = B_m + B_\lambda \cdot \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\lambda_m} \right)^2 \quad (3.3)$$

U izrazu (3.3) λ_m je faktor zraka pri kojemu $v_{L,0}$ dostiže svoju najveću vrijednost, a ona je jednaka vrijednosti parametra B_m . Vrijednosti parametara izraza 3.3 za različita goriva navedene su u tablici 2.

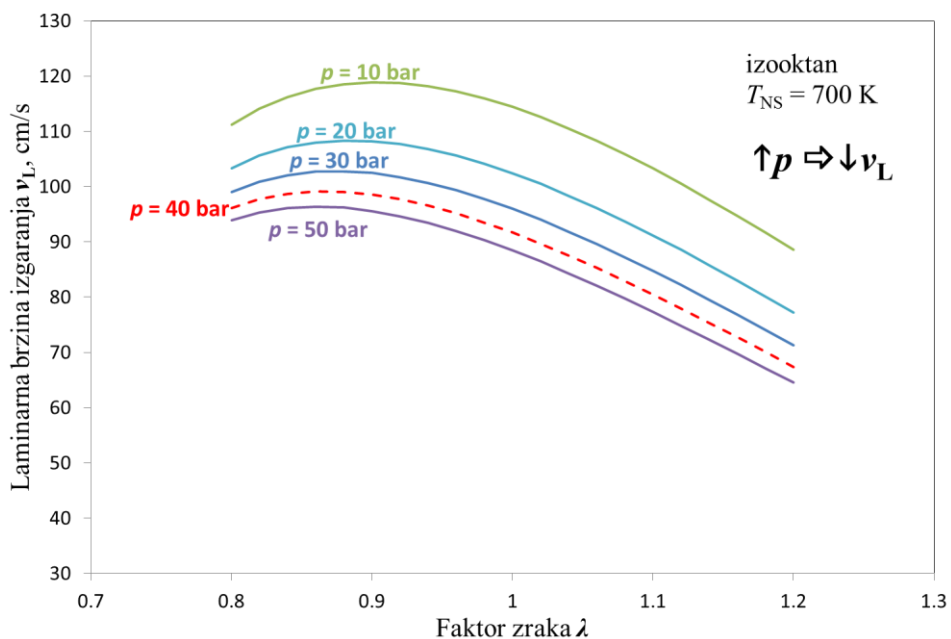
Tablica 2. Parametri za izračunavanje laminarne brzine izgaranja pri atmosferskim uvjetima

Gorivo	λ_m	$B_m, \text{ m/s}$	$B_\lambda, \text{ m/s}$
Metanol	0,90	36,9	-140,5
Propan	0,93	34,2	-138,7
Izooktan	0,88	26,3	-84,7
Benzin	0,83	30,5	-54,9

Utjecaj faktora zraka, tlaka i temperature neizgorjele smjese na laminarnu brzinu izgaranja u smjesi izooktana i zraka može se vidjeti na slici 22. (utjecaj temperature smjese) i slici 23. Može se uočiti da se najveća laminarna brzina javlja kod određene vrijednosti faktora zraka te da porastom tlaka laminarna brzina opada, a povećanjem temperature raste.



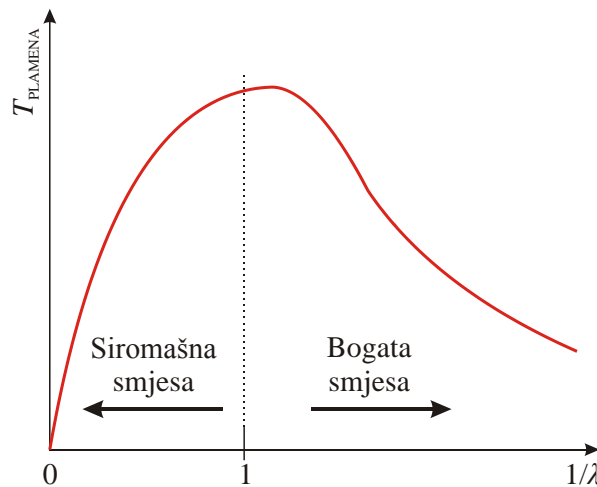
Slika 22. Promjena laminarne brzine plamena v_L izooktana s faktorom zraka λ i temperaturom smjese prema izrazu 3.2



Slika 23. L Promjena laminarne brzine plamena v_L izooktana s faktorom zraka λ i tlakom smjese prema izrazu 3.2

U prostoru izgaranja motora strujanje smjese nije laminarno nego turbulentno, pa je ukupna brzina širenja fronte plamena posljedica laminarne brzine izgaranja i povećanja površine fronte plamena uslijed naboranosti izazvane turbulentnim strujanjem u smjesi. Kod jačeg turbulentnog strujanja u smjesi fronta plamena je više naborana, a to ima za posljedicu veće zahvaćanje neizgorjele smjese i brže napredovanje fronte plamena.

Opći trend promjene temperature fronte plamena s faktorom zraka prikazan je na slici 24., a promjena temperature plamena u ovisnosti o faktoru zraka za smjesu izooktana i zraka može se vidjeti na slici 14c.



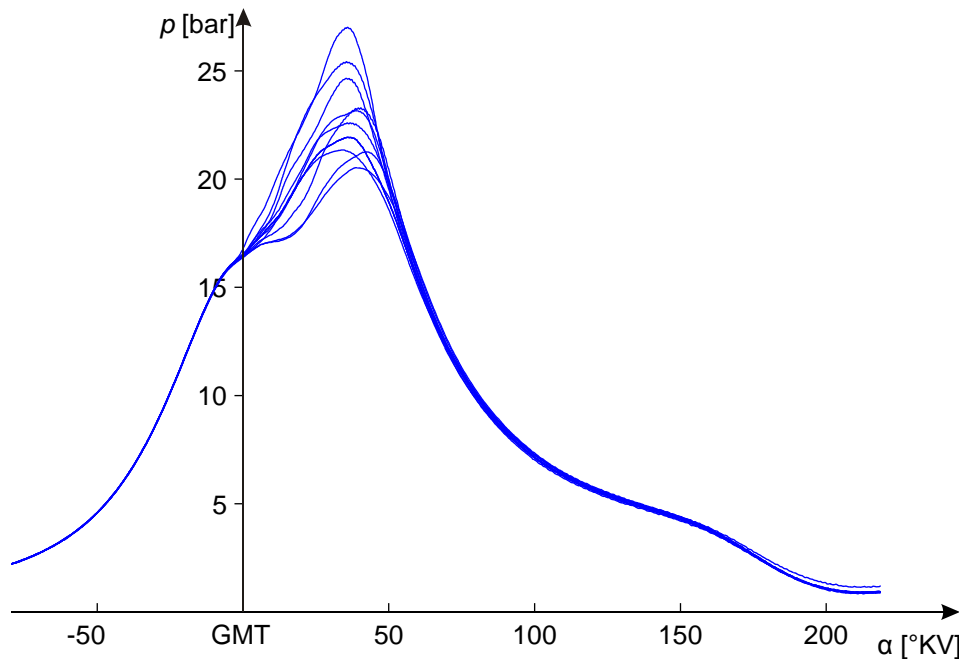
Slika 24. Opći trend promjene temperature plamena s faktorom zraka [56]

Kod obogaćene smjese, zbog isparivanja veće mase goriva u odnosu na stehiometrijsku smjesu, srednja temperatura smjese u cilindru je manja. Smanjenje temperature i kraće trajanje izgaranja, koje je posljedica veće laminarne brzine izgaranja, smanjuje sklonost smjese detonantnom izgaranju.

Osiromašivanje smjese dovodi do smanjenja temperature izgaranja (slika 14.c) i zbog manje laminarne brzine izgarane značajno se usporava izgaranje smjese, što na kraju rezultira manjom vjerojatnošću pojave detonatnog izgaranja.

3.4.6. Cikličke varijacije u izgaranju

Jedna od specifičnosti izgaranja kod Ottovih motora je da se pri istim uvjetima rada i istom opterećenju motora uzastopni ciklusi u cilindru značajno razlikuju po vrijednosti vršnog tlaka, njegovoj poziciji u odnosu na GMT i obliku profila tlaka (slika 25). Ta pojava je poznata kao cikličke varijacije u izgaranju. Uzrok cikličkih varijacija su stohastička priroda strujanja svježe smjese u prostoru izgaranja i nehomogenosti u sastavu smjese. U području iskre na svjećici uslijed stohastičke promjene brzine i smjera gibanja smjese te lokalnih razlika u sastavu dolazi do ciklički različitog trajanja formiranja jezgre plamena i početka izgaranja, čime se značajno mijenja oblik profila tlaka u cilindru [2], [46], [58].



Slika 25. Varijacije tlaka u uzastopnim ciklusima u cilindru Ottovog motora [59]

Veće cikličke varijacije u izgaranju imaju za posljedicu učestaliju pojavu detonantnog izgaranja, a njihova pojava je izraženija kod siromašne smjese [60], [61], [62]. Iz ciklusa u ciklus dolazi do promjene tlaka i temperature u cilindru, kao i do lokalnih razlika u udjelima goriva, zraka i produkata izgaranja u neizgorjeloj smjesi, pa i kod rada motora u području male vjerojatnosti za pojavu detonantnog izgaranja mogu u cilindru nastati uvjeti uslijed kojih će ovakvo izgaranje ipak nastupiti.

Može se zaključiti da je pojava detonantnog izgaranja stohastičke prirode. Smanjenjem cikličkih varijacija kod izgaranja u Ottovom motoru bi se smanjila i sklonost detonantnom izgaranju, a time bi se omogućio rad motora s većim kompresijskim omjerom i većim stupnjem djelovanja [2], [46], [58].

3.4.7. Temperatura i tlak usisane smjese

Povećanjem temperature svježje smjese koja ulazi u cilindar povećava se i temperatura tijekom takta kompresije i time se ubrzavaju kemijske reakcije koje prethode pojavi samozapaljenja. Veća temperatura na kraju kompresije dovodi do smanjivanja zakašnjenja paljenja i kraćeg trajanja izgaranja, što rezultira većim temperaturama u prostoru izgaranja. Istovremeno, povećana temperatura svježje smjese smanjuje stupanj punjenja cilindra zbog manje gustoće smjese. Ukupno gledano, povećanje temperature tijekom kompresije ima za posljedicu povećanje sklonosti detonantnom izgaranju [11], [27], [46].

Povećanje tlaka u usisnoj cijevi tijekom izmjene radnog medija, zbog većeg tlaka u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila, uzrokuje povećanje tlaka u cilindru u svim fazama radnog procesa i povećava sklonost Ottovih motora detonantnom izgaranju [2], [8], [9], [11]. Veća temperatura svježije smjese i povećani tlak punjenja uzrokuju povećanje tlaka i temperature u neizgorjeloj smjesi i pospješuju formiranje mjesta povećane koncentracije slobodnih radikala (vrućih mjesta) sklonih samozapaljenju. Kod suvremenih, snažno prednabijanih motora veliki stupanj punjenja osim povećanja sklonosti pojavi detonantnog izgaranja povećava i opasnost od preuranjenog paljenja smjese [2], [10], [20], [41], [42], [43].

3.4.8. Način formiranja smjese i temperatura stijenki prostora izgaranja

Način pripreme smjese kod Ottovog motora može biti unutarnji ili vanjski te ima veliki utjecaj na kvalitetu homogenosti svježije smjese i temperaturnu raspodjelu u prostoru izgaranja. Raspodjela temperature u neizgorjeloj smjesi je presudna za formiranje mjesta pojave samozapaljenja [19]. Unutarnja priprema smjese se ostvaruje izravnim ubrizgavanjem goriva u prostor izgaranja i karakterizira je manja sklonost detonantnom izgaranju, budući da gorivo svojim isparavanjem oduzima toplinu usisanom zraku [8], [9], [10], [11]. Na taj način se smanjuje temperatura svježije smjese u prostoru izgaranja, što predstavlja prednost u odnosu na vanjsku pripremu smjese. Iz tog razlog se kod unutarnje pripreme smjese može povećati kompresijski omjer motora. Nadalje, kod većih opterećenja motora točka paljenja se smije pomaknuti bliže optimalnom (po kriteriju najvećeg indiciranog rada), pa se na taj način povećava stupanj djelovanja motora.

3.4.9. Udio produkata izgaranja u svježoj smjesi

S promjenom masenog udjela produkata izgaranja u svježoj smjesi mijenja se i njena sklonost detonantnom izgaranju. Mali udio vrućih produkata izgaranja (do 4 %) smanjuju sklonost smjese detonantnom izgaranju. Zbog većeg toplinskog kapaciteta produkata izgaranja u odnosu na svježju smjesu, u dijelovima smjese gdje je koncentracija produkata izgaranja veća porast temperature će biti manji te će takva smjesa biti manje sklona detonantnom izgaranju [19], [46].

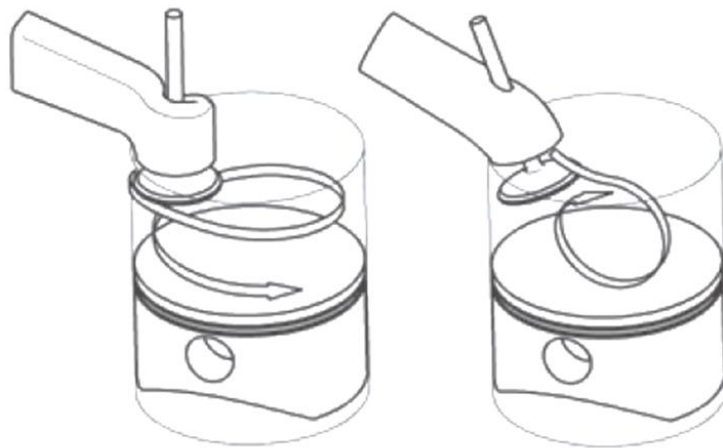
Kod velikog udjela vrućih produkata izgaranja, koji je posljedica unutarnjeg ili vanjskog povrata neohlađenih ispušnih plinova, sklonost pojavi detonantnog izgaranja je veća. Vrući produkti izgaranja tijekom visokotlačnog dijela radnog procesa zagrijavaju svježju smjesu, pa su tijekom izgaranja temperature u neizgorjeloj smjesi više [46]. Ove više temperature ubrzavaju kemijske reakcije u neizgorjeloj smjesi koje iniciraju samozapaljenje te je

vjerojatnost pojave detonantnog izgaranja veća. Nadalje, produkti izgaranja u smjesi smanjuju laminarnu brzinu izgaranja (izraz (3.2)) i snižavaju temperaturu plamena (slika 14.d). Navedeni efekti su međusobno suprotstavljeni pri čemu veliki maseni udio vrućih produkata izgaranja u smjesi smanjuje brzinu izgaranja što dodatno pogoduje pojavi samozapaljenja u neizgorjeloj smjesi, dok niža temperatura plamena ima suprotno djelovanje.

Dakle, utjecaj produkata izgaranja na pojavu detonantnog izgaranja ovisi o njihovoj temperaturi i masenom udjelu u svježoj smjesi, a sklonost motora detonantnom izgaranju se može smanjiti miješanjem svježe smjese goriva i zraka s ohlađenim produktima izgaranja. To je ujedno i jedna od mjera suzbijanja pojave detonantnog izgaranja kod prednabijanih motora. Na taj se način kod većih opterećenja motora snižavaju temperature smjese u cilindru što smanjuje vjerojatnost pojave detonacije, a pomicanjem točke paljenja bliže optimalnom položaju povećava se stupanj djelovanja motora i snižava potrošnja goriva [11].

3.4.10. Izvedba usisnog sustava, oblik prostora izgaranja i položaj svjećice

Izvedba usisnog sustava, oblik prostora izgaranja i položaj svjećice imaju značajan utjecaj na duljinu trajanja izgaranja. Što je izgaranje kraće, to su manji izgledi da će u neizgorjeloj smjesi doći do samozapaljenja i formiranja detonantnog izgaranja. Oblikom usisnog kanala i oblikom prostora izgaranja formira se strujanje u cilindru, a ono utječe na razinu turbulencije u svježoj smjesi. S povećanjem razine turbulencije tijekom izgaranja povećava se površina fronte plamena te smjesa brže izgara. Stoga se kod Ottovih motora konstruktivnim mjerama u usisnom kanalu i prostoru izgaranja ciljano podiže razina turbulencije u smjesi. Oblikom usisnih kanala utječe se ne samo na oblik i brzinu glavnog strujanja u cilindru tijekom izmjene radnog medija nego i na homogenost svježe smjese (slika 26.). Kod Ottovih motora se najčešće koristi kanal koji uzrokuje vrtlog oko poprečne osi cilindra (tumble). Tumble se nakon zatvaranja usisnog ventila raspada u manje vrtloge, pri čemu se zbog sve većeg broja manjih vrtloga povećava razina turbulencije u smjesi te tijekom izgaranja dolazi do bržeg širenja fronte plamena.

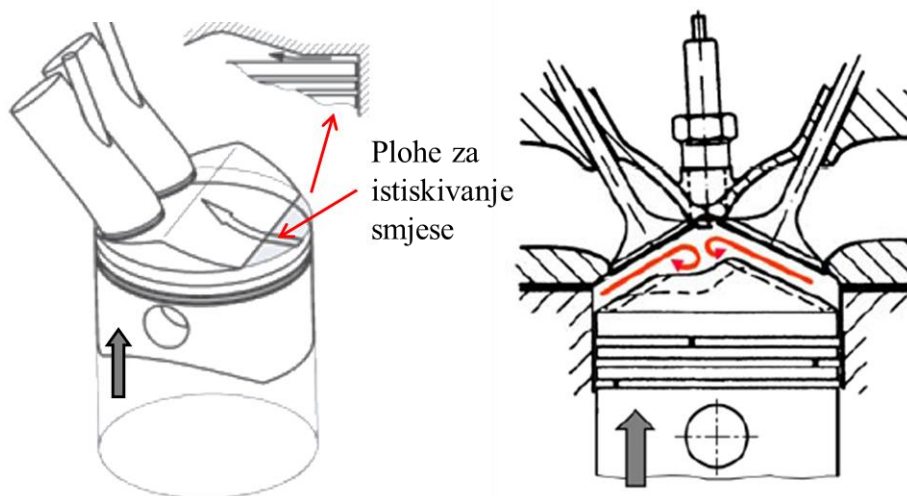


Vrtlog oko uzdužne osi
cilindra - **SWIRL**

Vrtlog oko poprečne osi
cilindra - **TUMBLE**

Slika 26. Osnovni oblici strujanja u cilindru

Oblikom prostora izgaranje definira se i put širenja fronte plamena te se tijekom kompresije u blizini GMT paralelnim ploham čela klipa i glave motora smjesa istiskuje u šupljinu u glavi ili u klipu (slika 27.). Time se povećava razina turbulencije u smjesi i ubrzava izgaranje [63]. Nadalje, može se zaključiti da motori s većim promjerom cilindra imaju veću sklonost pojavi detonatnog izgaranja jer je put širenja fronte plamena veći pa je veća i sekundarna kompresija neizgorjelog dijela smjese te u njoj rastu tlak i temperatura. Kako bi se smanjila vjerojatnost pojave detonantnog izgaranja putevi širenja fronte plamena moraju biti što kraći. Stoga prostor izgaranja mora biti kompaktan, s dobrim hlađenjem potencijalnih vrućih mjesta na vanjskim rubovima prostora izgaranja i u blizini ispušnih ventila.

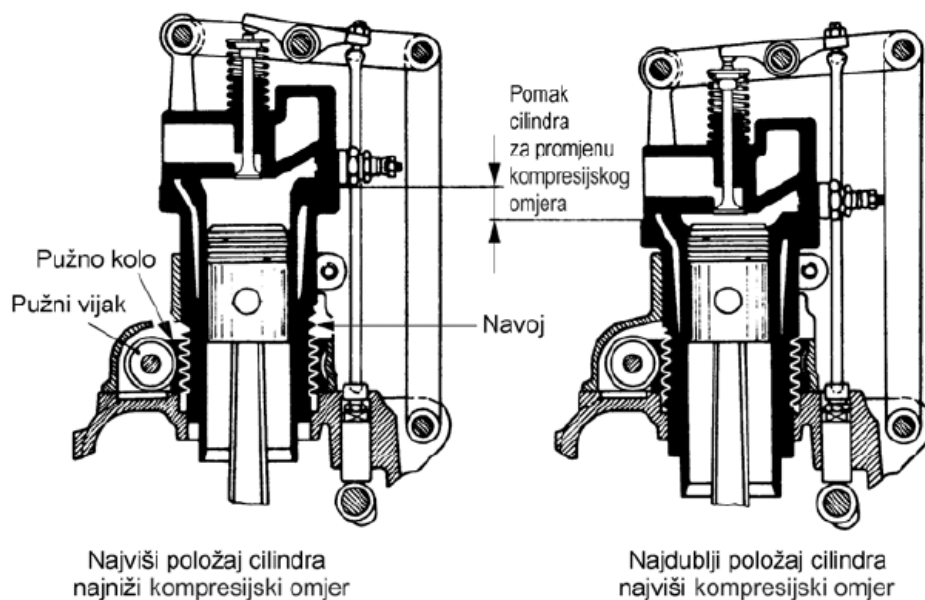


Slika 27. Utjecaj oblika prostora izgaranja na strujanje u cilindru

Položaj svjećice značajno utječe na put širenja fronte plamena. Nepovoljan položaj svjećice uz stijenku cilindra značajno će produljiti trajanje izgaranja, a time i sekundarnu kompresiju neizgorjele smjese, što pogoduje stvaranju uvjeta za pojavu detonantnog izgaranja. Najpovoljnije rješenje je središnji smještaj svjećice jer je tada put širenja fronte plamena najkraći.

3.4.11. Sastav i ponašanje goriva

Goriva za Ottove motore moraju biti otporna prema samozapaljenju. Ta otpornost se iskazuje oktanskim brojem (OB), pri čemu veći oktanski broj znači i veću otpornost prema samozapaljenju. Oktanski broj se određuje prema istraživačkoj i motornoj metodi ispitivanjem goriva u laboratorijskom motoru CFR (*Cooprtive Fuel Research Commitee*). CFR motor ima jedan cilindar s dva ventila i bočno smještenu svjećicu, a specifičan je po tome što mu se tijekom rada može mijenjati kompresijski omjer (slika 28.). Istraživačka metoda je normirana američkom normom ASTM D2699 (*American Society for Testing and Materials*; ASTM) i ekvivalentnom europskom normom EN – ISO 5163 i njom se određuje istraživački oktanski broj goriva (IOB). Motorna metoda opisana normom ASTM D2700 i europskim ekvivalentom EN – ISO 5164 te se njom određuje motorni oktanski broj goriva (MOB) [64].



Slika 28. Shematski prikaz laboratorijskog motora za ispitivanje oktanskog broja goriva

U obje metode se otpornost na detonantno izgaranje ispitivanog goriva određuje uspoređivanjem ponašanja ispitivanog goriva s ponašanjem referentnog goriva. Referentno gorivo je mješavina izooktana (C_8H_{18}) i n-heptana (C_7H_{16}). Izooktan predstavlja komponentu

goriva koja je izrazito otporna na detonatno izgaranje (OB 100), a n-heptan je komponenta goriva koja je veoma sklona detonantnom izgaranju (OB 0). Istraživačka metoda i motorna metoda se međusobno razlikuju po uvjetima rada motora (tablica 3.).

Tablica 3. Uvjeti za određivanje oktanskog broja prema ASTM D2699 i ASTM D2700

	Istraživačka metoda (IOB) ASTM D2699, EN – ISO 5163	Motorna metoda (MOB) ASTM D2699, EN – ISO 5164
Brzina vrtnje (1 / min)	600 ± 6	900 ± 9
Točka paljenja (°KV prije GMT)	13	19 – 26 $f(\epsilon)$
Priprema smjese	Vanjska (rasplinjač)	
λ	Podesiti za najveći intenzitet detonantnog izgaranja	
Tlak usisavanog zraka	Mijenja se s okolnim tlakom	
Temperatura smjese (°C)	Nije definirano	148,9 ± 8,3

Kod obje metode mjerenja motor se prvo pogoni ispitivanim gorivom pri čemu se kompresijski omjer kontinuirano povećava sve do trenutka pojave detonatnog izgaranja. Zatim, kako bi se dobio maksimalan intenzitet detonatnog izgaranja, dodatno se podešava faktor zraka smjese. Nakon što se podese kompresijski omjer motora i faktor zraka smjese, motor se pogoni referentnim gorivom pri čemu se mijenja udio izooktana u gorivu sve do trenutka kada referentno gorivo ima isti intenzitet detonatnog izgaranja kao i ispitivano gorivo.

Za razliku od istraživačke metode, kod motorne metode smjesa goriva i zraka se predgrijava, ispitivanje se izvodi pri 50 % većoj brzini vrtnje, a točka paljenja se mijenja s promjenom kompresijskog omjera te je takvim načinom ispitivanja gorivo toplinski više opterećeno. Iz tog razloga je MOB motornih goriva za oko 10 jedinica manji od IOB. Istraživačka metoda dobro pokazuje otpornost goriva na detonatno izgaranje kod niskih brzina vrtnje i velikog opterećenja, a Motorna metoda kod velike brzine vrtnje i velikog opterećenja.

Ponašanje goriva i njegova otpornost na detonantno izgaranje ovise o kemijskom sastavu goriva. Uobičajena motorna goriva se sastoje od mnogobrojnih ugljikovodika različitih struktura i dužine lanaca molekula [65]. Najveći udio u motornim gorivima s masenim udjelom od 35 do 65 % čine zasićeni ugljikovodici, takozvani alkani (parafini). Alkani se

moгу podjeliti na normalne alkane ili normalne parafine (n-alkane, n-parafine) koji imaju ravnu lančanu strukturu atoma ugljika (C), izo-alkane i izo-parafine s granatom strukturom lanca atoma ugljika i ciklo-alkane ili ciklo-parafine s prstenastom strukturom lanca atoma ugljika. Osnovni lanac im je formiran jednostrukim vezama među atomima ugljika. Povećanjem broja atoma ugljika i produljenjem lanca n-alkanima se smanjuje otpornost detonatnom izgaranju. Za razliku od n-alkana, izo-alkani mogu imati različite oblike razgranatosti strukture lanca ugljikovih atoma. Ovisno o strukturi iso- i ciklo-alkani, unatoč istog broja atoma ugljika i vodika (H), imaju potpuno različito ponašanje u pogledu detonatnog izgaranja. Što je veći stupanj grananja molekule ugljikovodika i što struktura molekule više nalikuje kugli to je veća otpornost ugljikovodika spram detonatnog izgaranja.

Alkeni (olefini) čine do 18 % masenog udjela u gorivu. Struktura lanca im može biti ravna ili razgranata, s jednom ili dvije dvostruke veze među atomima ugljika, te se iz tog razloga nazivaju nezasićenim ugljikovodicima. Dvostruka veza među atomima ugljika ima veću energiju veze nego jednostruka veza. Zbog toga je potrebno više energije da bi se usitnila molekula alkena. Iako su alkeni kao grupa ugljikovodika reaktivniji od alkana, kod njih je veća vjerojatnost prekida lančanih reakcija oksidacije te stoga imaju veći oktanski broj. Aromati su poseban oblik nezasićenih ugljikovodika i u standardnim gorivima su sadržani u masenom udjelu od 25 do 42 %. Zbog svoje kompaktne prstenaste strukture i dvostrukih veza izrazito su nezapaljivi. Stoga veliki udio aromatskih spojeva značajno smanjuje sklonost detonatnom izgaranju i povećava oktanski broj goriva.

Za dodatno poboljšanje svojstava gorivu se dodaju razni aditivi pa tako i oni za povećanje oktanskoga broja, odnosno otpornosti detonatnom izgaranju. U prošlosti su se kao vrlo učinkovita sredstva za suzbijanje detonatnog izgaranja koristili olovo tetraetil i olovo tetrametil. Zbog štetnog utjecaja na zdravlje ljudi ti su spojevi zabranjeni i zamijenjeni prvenstveno eternim spojevima kao što je metil-tercjal-butil-eter (MTBE) [65].

3.5. Posljedice detonatnog izgaranja

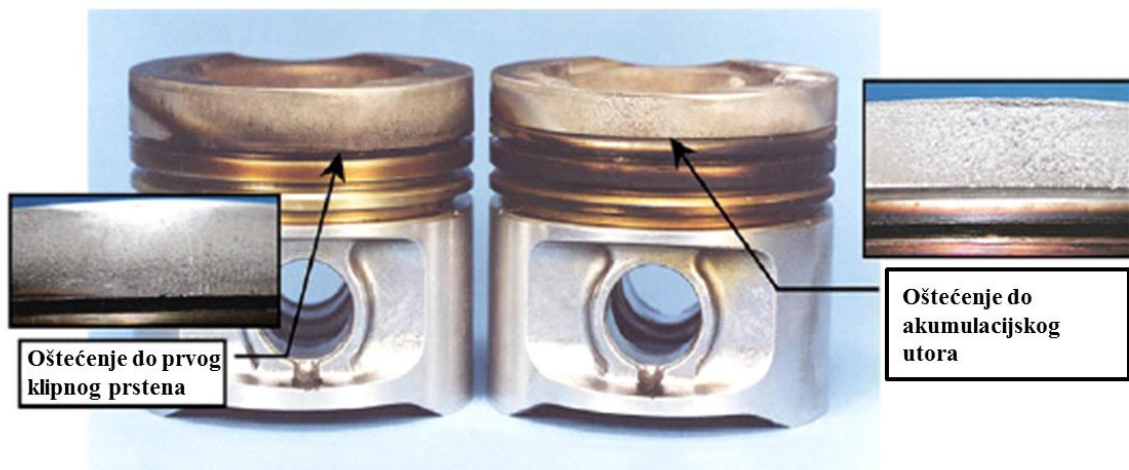
Pri dugotrajnom radu motora s učestalijim detonatnim izgaranjem javljaju se oštećenja, prvenstveno na klipu, a zatim i na glavi i cilindru motora [1], [3], [12], [46], [49]. Posebno su ugroženi rubovi ploha za istiskivanje smjese te plameni pojas klipa. Oštećenja se javljaju u području prostora izgaranja koje je najudaljenije od svjećice motora. Najčešća oštećenja su erozija plamenog pojasa i raskivanje utora za klipne prstenove (slika 29.). Raskivanje utora prvog klipnog prstena se često javlja i bez tipičnih erozivnih oštećenja plamenog pojasa.

Tijekom detonativnog izgaranja tlačne amplitude pobuđuju snažno vibriranje prvog klipnog prstena te dolazi do plastične deformacije gornje i donje površine utora u klipu. Formira se izbočina na vanjskom plaštu klipa koja čak može doći u kontakt i sa stijenkom cilindra, pa dolazi do odnošenja materijala klipa.



Slika 29. Erozivna oštećenja plamenog pojasa klipa i raskivanje utora prvog klipnog prstena [12]

Erozivna oštećenja se javljaju na mjestima gdje uslijed refleksije tlačnih valova od rubnih ploha prostora izgaranja dolazi do formiranja stojnog tlačnog vala [12], [46], [49]. U prostoru procjepa između klipa i cilindra tlakovi na takvim mjestima premašuju i 1000 bar [49]. Dakle, oštećenja uslijed detonativnog izgaranja uzrokovana su prvenstveno mehaničkim, a ne toplinskim preopterećenjem. Toplinsko preopterećenje je tek posljedica mehaničkih oštećenja. Prema Woschni et al. [66] prijelaz topline je uslijed detonativnog izgaranja lokalno povećan te kratkotrajno može poprimiti dvostruko veće vrijednosti od uobičajenih. Pri tome treba napomenuti da prijelaz topline lokalno može poprimiti i do pet puta veće vrijednosti od normalnih, a da to ne izazove oštećenja dijelova motora. Kada se u obzir uzme cijeli prostor izgaranja, eksperimentalno se ne može primijetiti utjecaj lokalnog povećanja prijelaza topline na prostorno osrednjeni koeficijent prijelaza topline. Stoga je prema Woschni et al. [66] toplinsko preopterećenje motora tek posljedica mehaničkih oštećenja. Tu činjenicu potvrđuje i demonstracijsko ispitivanje u kojemu se površina izloženu erozivnim oštećenjima pokušalo ograničiti rasteretnim utorom dubine 1 mm postavljenim iznad prvog klipnog prstena (slika 30., desni klip30) [12]. Na slici 30. su uspoređeni klip bez rasteretnog utora i klip s rasteretnim utorom. Oba klipa su 105 sati radila pod punim opterećenjem i pri učestalijoj pojavi detonativnog izgaranja srednje amplitude približno 25 bar.

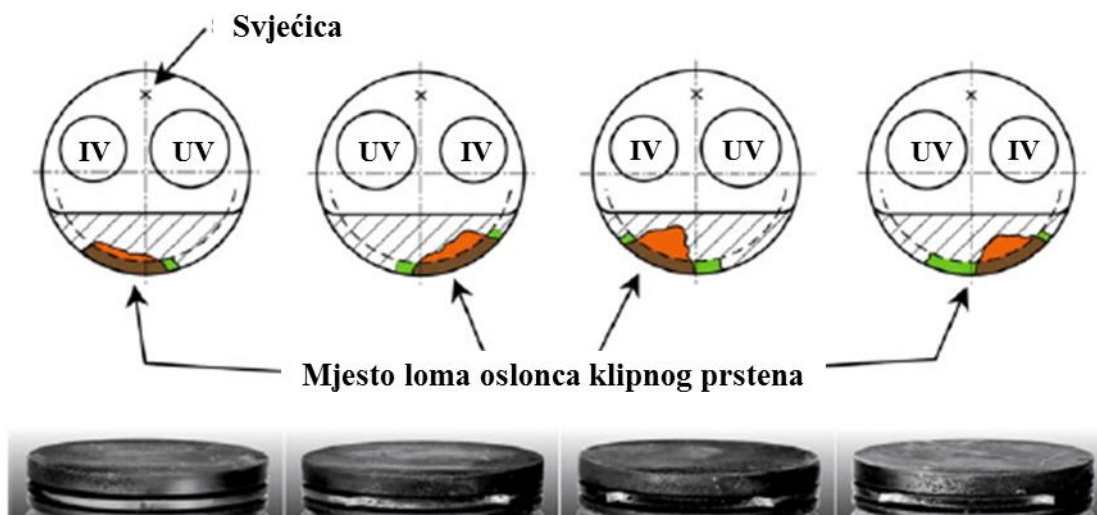


Slika 30. Oštećenja na klipovima bez rasteretnog utora (lijevi klip) i na klipovima s rasteretnim utorom (desni klip) [12]

Kod klipa na lijevoj strani slike 30. koji nema rasteretni utor oštećenja uslijed detonantnog izgaranja sežu do donjeg ruba plamenog pojasa tj. do prvog klipnog prstena. Oštećenja na klipovima s desne strane slike 30. sežu samo do rasteretnog utora i nisu uočljiva ispod rasteretnog utora. Tlačni val se u rasteretnom utoru rasprši, pa ispod njega ne nastaju erozivna oštećenja. Takva mjera za suzbijanje oštećenja je ograničena konstrukcijskim oblikovanjem klipova suvremenih Ottovih motora za koje je karakterističan nizak plameni pojas. Nedostatak opisane mjere je da rasteretni utor gubi svoju djelotvornost kad ga zapuni garež koja nastaje tijekom dužeg razdoblja eksploatacije.

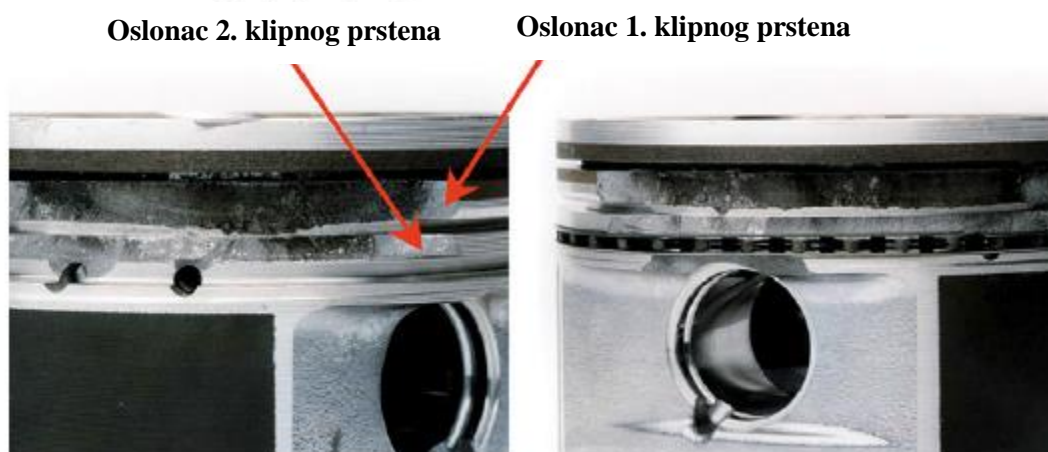
Erozivna oštećenja u području plamenog pojasa klipa i gornjeg utora klipnog prstena ne dovode neizbježno do havarije motora. Havarija motora može nastupiti tek kada oštećenja poprimu tolike razmjere da se izgubi brtveno djelovanje klipnih prstenova te zbog naglog propuhivanja vrućih plinova dođe do toplinskog preopterećenja klipa. Pri tome može doći do otapanja čela klipa i njegovog zaribavanja u cilindru [46], [49].

Kod vrlo velikih amplituda oscilacija tlaka ne nastaju neka posebna erozivna oštećenja plamenog pojasa klipa nego često dolazi do loma klipnog prstena ili čak odlamanja dijela klipa pri čemu je takva oštećenja relativno teško kategorizirati kao oštećenja nastala detonantnim izgaranjem. Na slikama 31. i 32. prikazana su oštećenja koja obično nastaju pri pojavi ekstremnog detonantnog izgaranja. Slika 31. prikazuje četiri klipa s lomovima oslonca klipnog prstena. Na sva četiri klipa lomovi se nalaze na suprotnoj strani od svječice i u smjeru ispušnog ventila. Kod ekstremnog detonantnog izgaranja vrijednosti amplitude tlačnih oscilacija nerijetko iznose i preko 100 bar te je dovoljan samo jedan tako ekstreman radni ciklus da izazove teška oštećenja motora.



Slika 31. Lom oslonca klipnog prstena uslijed detonantnog izgaranja [12]

Slika 32. prikazuje dva klipa s lomovima na prvom i drugom utoru klipnog prstena nakon samo kratkog rada motora [12]. Opterećenje na drugom utoru klipnog prstena je bilo toliko veliko da se dio utora odlomio. Na jednom od klipova se odlomio i dio oslonca trećeg klipnog prstena. Premda na klipovima nisu uočeni drugi tipovi oštećenja specifični za detonantno izgaranje, ova su oštećenja takvih razmjera da u vrlo kratkom vremenu izazivaju havariju motora.

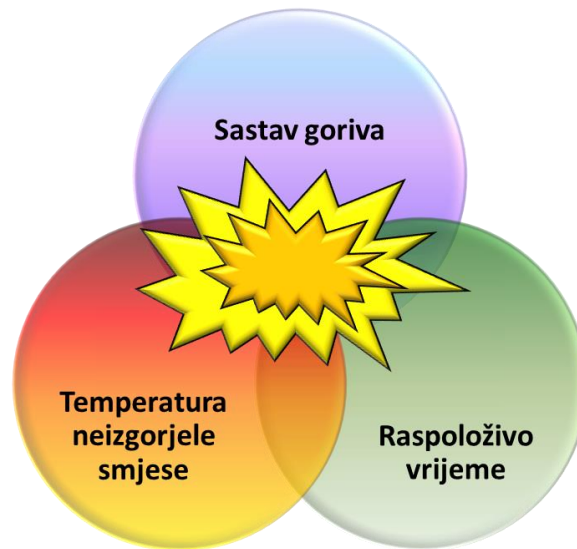


Slika 32. Lomovi utora klipnih prstenova uslijed ekstremnog detonantnog izgaranja [12]

3.6. Strategije sprječavanja pojave detonantnog izgaranja

Detonantno izgaranje je posljedica samozapaljenja dijela neizgorjele smjese, a u motorima s unutarnjim izgaranjem tri su čimbenika presudna za pojavu samozapaljenja. To su: temperatura neizgorjele smjese, vremenski interval unutar kojega može doći do pojave samozapaljenja i reaktivnost goriva u smjesi sa zrakom (slika 33.). Da bi se smanjila

vjerojatnost pojave samozapaljenja gorivo mora imati što veći oktanski broj, treba sniziti temperaturu neizgorjele smjese tijekom izgaranja i treba ubrzati izgaranje [11].



Slika 33. Tri glavna čimbenika koji utječu na sklonost samozapaljenju i parametri koji na njih utječu [11]

Standardni način izbjegavanja pojave samozapaljenja je pomicanje točke paljenja [67]. Upravljačka jedinica motora na temelju signala sa senzora vibracija kućišta motora prepoznaje početak detonantnog izgaranja i pomiče točku paljenja bliže GMT-u. Budući da sada izgaranje započinje kasnije, tlakovi i temperature u cilindru su tijekom izgaranja niži. Pri nižim temperaturama neizgorjele smjese vrijeme iniciranja samozapaljenja se produljuje te fronta plamena obuhvati svu smjesu prije nego što dođe do samozapaljenja. Nedostatak takvog načina kontrole pojave detonantnog izgaranja je smanjenje stupnja djelovanja motora. Neke od dodatnih mjera kojima se može sniziti temperaturu smjese u cilindru su:

- hlađenje zraka u usisnom sustavu pomoću međuhladnjaka ili rashladnog uređaja integriranog u usisni sustav motora [11],
- unutarnja priprema smjese,
- bolje hlađenje stijenki cilindra i glave motora,
- bolje ispiranje cilindra kako bi u svježoj smjesi udio vrućih produkata izgaranja bio što manji,
- povrat ohlađenih ispušnih plinova u cilindar (manji porast temperature smjese zbog većeg toplinskog kapaciteta smjese i niže temperature izgaranja).

Da bi se skratilo vrijeme unutar kojega postoji opasnost od pojave samozapaljenja potrebno je ubrzati izgaranje. Kako bi se to postiglo treba puno pažnje posvetiti optimiranju oblika prostora izgaranja, pri čemu je presudno da u trenutku početka izgaranja razina turbulentnog gibanja smjese bude povećana. Nadalje, kod manjih dimenzije prostora izgaranja put kojeg fronta plamena mora prijeći je manji te je stoga i izgaranje kraće.

Reaktivnost goriva u smjesi sa zrakom ovisi o sastavu goriva i pod domenom je prerađivača nafte. Iako je u većem dijelu svijeta svojstva goriva propisana normama kao što je npr. EN228 (europska norma za benzine), odredbe normi dopuštaju relativno velika odstupanja u sastavu. Dodaci gorivu koji služe za povećanje otpornosti detonantnom izgaranju, kao što su aromati, eteri i alkoholi, su relativno skupi i potencijalno opasni te je stoga oktanski broj goriva u zadnjih četrdeset godina ostao gotovo nepromijenjen [11]. Iz tog razloga su se proizvođači koncentrirali na povećanje performansi i stupnja djelovanja motora uz primjenu goriva koja su raspoloživa na tržištu.

Suvremeni prednabijani Ottovi motori danas uglavnom rade s homogenom smjesom pri čemu na sebi imaju ugrađene sustave za unutarnju ili za vanjsku pripremu smjese [9] [68], [69]. Vanjska priprema smjese se primjenjuje kod manje opterećenu motora jer se njom ostvaruje bolje miješanje goriva i zraka te veći stupnjaj djelovanja motora, dok se unutarnja priprema smjese primjenjuje pri većem opterećenju motora jer se dodatnim hlađenjem smjese uslijed isparivanja goriva povećava stupanj punjenja cilindra i snaga motora, a smanjuje se vjerojatnost pojave samozapaljenja, emisija čađe i razrijeđivanje motornog ulja [69]. Takvi motori obično imaju i vrlo kompleksan sustav upravljanja temperaturom rashladne tekućine [68]. Njime se pri manjem opterećenju i nižim brzinama vrtnje povećava temperatura rashladne tekućine kako bi se smajili toplinski gubitci tijekom visokotlačnog dijela procesa u cilindru i povećao stupanj djelovanja, a pri punom opterećenju se temperatura rashladne tekućine snižava kako bi se smanjila sklonost motora pojavi detonantnog izgaranja [68].

4. Modeliranje detonativnog izgaranja

Značajnija primjena numeričkih metoda u postupcima modeliranja fizikalnih pojava omogućena je tek pojavom elektroničkih računala. Vrtoglavi porast računalne snage osobnih računala i njihov prodor u sve sfere ljudskih djelatnosti doveo je do razvoja simulacijskih programskih paketa namijenjenih rješavanju zadataka na koje se u zlatno doba ekonomskog rasta pedesetih i šezdesetih godina prošlog stoljeća malotko usudio i pomisliti. Upravo zahvaljujući modeliranju i simulacijama koji omogućuju brze ali istovremeno duboke i sveobuhvatne analize, današnji motori s unutarnjim izgaranjem postali su visokosofisticiranim strojevima koji često rade na samom rubu tehničkih ili zakonskih granica. Razvojem motora u virtualnom okruženju drastično je smanjen broj prototipova, a isto tako i vrijeme njihovog ispitivanja. Rezultati koji su iz dana u dan sve točniji i kvalitetniji u potpunosti opravdavaju ovakve trendove. Upravo silne mogućnosti koje se otvaraju primjenom računalnih simulacija postavljaju pred proizvođače svakoga dana nove izazove. Mijenja li se pritom i suština razvoja i u kojoj mjeri, ili je sve samo konstanta unutar koje se pozitivan pomak na jednoj strani mora platiti negativnim pomacima na drugoj, pitanja su na koja teško da će odgovor dati tehnologija. Za razvojne inženjere naglasak je gotovo sigurno na produblivanju postojećih spoznaja i stjecanju novih. Konstruktorima je cilj proračunski istražiti potencijalna rješenja, ali također i njihove granice, čak i tijekom one najprve faze, konceptualne. Ispitni inženjeri žele naći objašnjenja fenomena koji se javljaju tijekom mjerenja, to im daje inspiracije u potrazi za poboljšanjima. S druge strane, menadžement gleda na profit. Ako u tome podlegnu pohlepi, njihove strateške odluke često upropaste sve, od nekad uspješne tvrtke do samoodržive zemlje. Zadaća inženjera je da se tome odupru. Možda su upravo simulacijski alati pravo oružje.

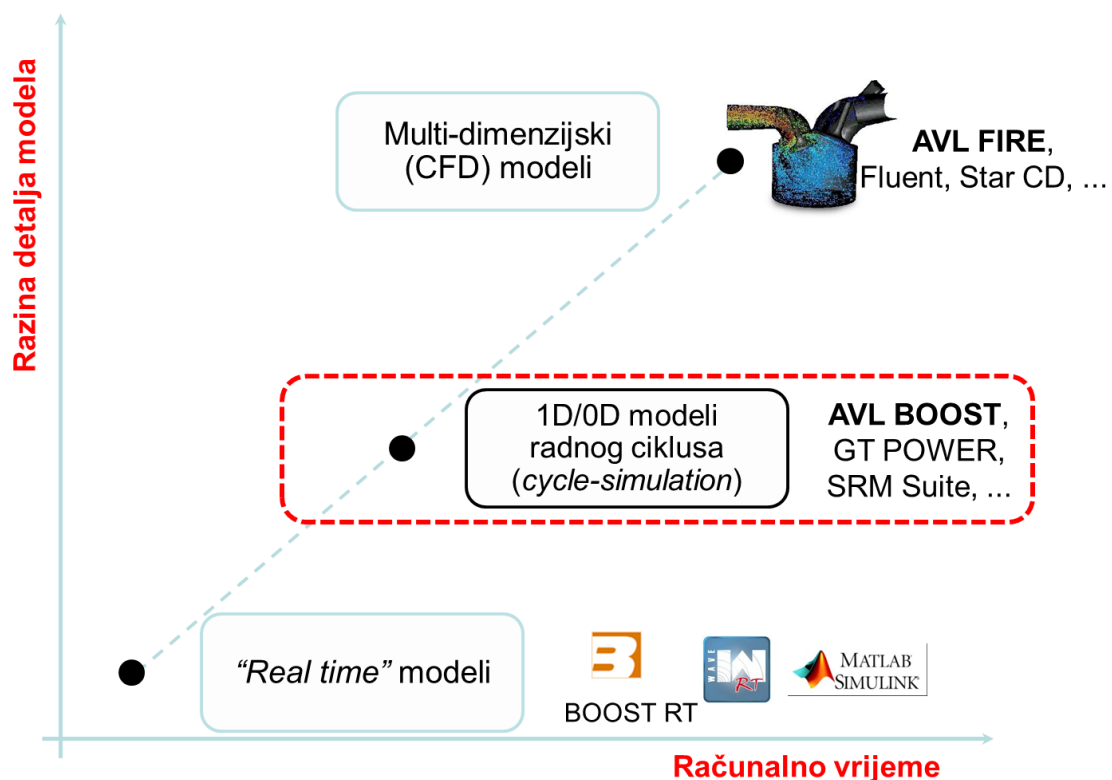
4.1. Primjena računalnih simulacija u MSUI

Simulacijske alate za analizu procesa izgaranja po razini detalja pri opisu relevantnih fizikalnih pojava tijekom izgaranja možemo podijeliti u tri osnovne skupine: na „real time“ modele, 1-D/0-D termodinamičke modele motora i 3-D CFD modele zasnovane na računalnoj dinamici fluida (slika 34.).

Slično kao kod numeričke analize u području mehanike, istraživanje radnih ciklusa motora s unutarnjim izgaranjem može se provesti pomoću dvije glavne kategorije simulacijskih alata: simulacijom realnog radnog procesa i 3-D računalnom dinamikom fluida (3-D CFD). Pri

razvoju motora koriste se i simulacije (1-D CFD) koje ne pripadaju novoj kategoriji nego su samo kombinacija dvaju navedenih pristupa.

Kako bi se poboljšao proces razvoja motora, tijekom posljednja dva desetljeća sustavna je primjena simulacijskih alata za analizu radnog ciklusa postala standardnim postupkom u razvoju motora. Analizama realnog procesa primjenom (0-D), 1-D i 3D-CFD simulacija danas se može steći više nego dobar uvid u fizikalne procese koji upravljaju performansama i emisijama štetnih tvari iz motora.



Slika 34. Osnovna podjela simulacijskih alata primjenivanih u razvoju motora

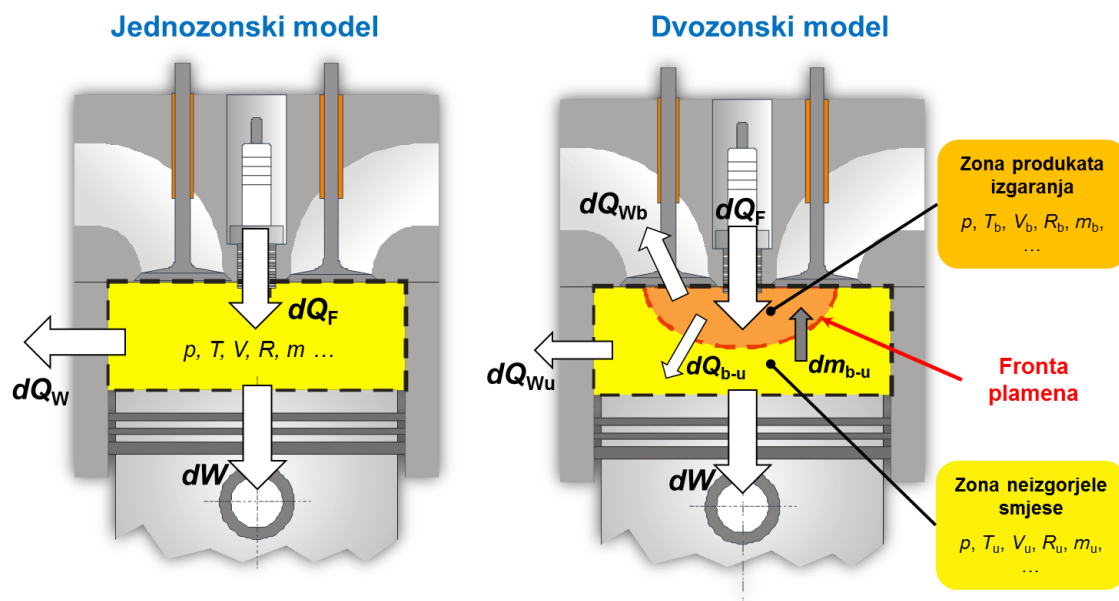
Upotreba simulacijskih alata namijenjenih isključivo termodinamičkoj analizi realnog procesa u motoru ima u izvjesnoj mjeri ograničenu primjenjivost, odnosno ne daje sveobuhvatnu sliku. Npr. istraživanje utjecaja promjene točke paljenja na stupanj djelovanja radnog procesa neće samo za sebe odgovoriti na pitanje kako povećati snagu motora. Ali u kombinaciji s numeričkim proračunom izmjene radnog medija u motoru postaje danas jednim od najjačih razvojnih alata. Još u konceptualnoj istraživačkoj i oblikovnoj fazi potpuno dimenzioniranje usisnog i ispušnog sustava osigurava da već prvi prototipni primjerci budu po svojim karakteristikama veoma blizu traženim zahtjevima. To se odnosi npr. na predviđanje očekivanog stupnja punjenja pri punom opterećenju, na proračune potrošnje goriva u

standardiziranim ispitnim ciklusima, na optimiranje prijenosnih omjera u prijenosniku snage i sl.

Premda su 3-D CFD simulacije nenadmašne u detaljiranju pojava i daju odgovore koji se često ne mogu dobiti jednostavnim 0-D/1-D alatima, nedostaci su njihova kompleksnost te izvanredno visoki zahtjevi za računalnom snagom i vremenom. Za razvojne inženjere vrijeme je u pravilu dominantan faktor i oni će brz rezultat pretpostaviti onom dubinskom ako na njega moraju predugo čekati.

4.2. 1-D/0-D modeli Ottovog motora

0-D modeli su modeli kod kojih se prostorna promjena veličina ne uzima u obzir, nego samo njihova vremenska ovisnost. Za proračun prostora izgaranja, kao zatvorenog termodinamičkog sustava, koriste se termodinamički modeli koji se zasnivaju na prvom glavnom stavku termodinamike. Prednosti takvih modela su njihova jednostavnost i brzina kojom se dolazi do rezultata, oni dopuštaju točnu energetska procjenu procesa u motoru bez modeliranja polja strujanja u prostoru izgaranja i potrebe za razjašnjavanjem lokalnih fenomena. Promatra li se prostor izgaranja kao jedna homogena zona s izotropnim svojstvima tvari, govori se o *jednozonskom modelu*. U *dvozonskom modelu* prostor izgaranja je podijeljen u dvije zone, bez da se pri tome razmatra njihov prostorni položaj. Jednu od zona ispunjavaju plinovi nastali izgaranjem, a drugu još neizgorjela smjesa. Analogno tome je moguća i podjela prostora izgaranja u više ovakvih dvozonskih zona. Računalni programi koji koriste navedeni način modeliranja se općenito nazivaju programima za proračun kružnih procesa, odnosno programima za proračun radnih procesa. Kod analize realnog radnog procesa, proces u cilindru se promatra kao otvoreni termodinamički sustav. To podrazumjeva promjene termodinamičkih veličina stanja radnog medija unutar prostora izgaranja koje se opisuju diferencijalnim jednadžbama zasnovanim na održanju mase i energije te na kemijskoj pretvorbi tvari, ne ulazeći pritom u sliku strujanja. Ovakav tip simulacija se naziva bezdimenzijskim simulacijama pa odatle i oznaka 0-D. Usprkos relativno ograničenog broja rezultata koji se dobivaju 0-D programima, njihova pouzdanost je nakon više od četrdeset godina razvoja veoma velika što ih, uz izvanredno kratko vrijeme računanja čini nezamjenivim razvojnim alatima.



Slika 35. Osnovna podjela 0-D simulacijskih modela izgaranja

1-D modeli su kombinacija termodinamičkog pristupa analizi realnog procesa u cilindru i pojednostavljene simulacije dinamike fluida u usisnom i ispušnom sustavu pri čemu su drugi kompleksniji sustavi poput turbopunjača implementirani kao crna kutija. Ovo pojednostavljenje potpomognuto je preciznom kalibracijom modela pomoću eksperimentalnih rezultata. Rezultat su 1-D modeli koji s velikom točnošću omogućuju brze analize i predviđanja procesa izmjene radnog medija u motoru uz značajno smanjenje računalnog vremena u usporedbi s 3-D CFD simulacijama.

Analiza realnog procesa u motoru u kombinaciji s prediktivnim proračunom izmjene radnog medija dobiva na prediktivnosti zbog izostanka validiranih modela za određivanje gibanja fluida u prostoru izgaranja, jedino ograničenje koje ostaje je podešavanje prikladnog prediktivnog profila izgaranja (u biti se kod modela izgaranja modelira profil izgaranja). U zadnje vrijeme razvojem takozvanih kvazidimenzionalnih modela izgaranja (12-18) koji između ostaloga u obzir uzimaju nekoliko geometrijskih parametara usisnog kanala i prostora izgaranja napravljeni su iskoraci koji omogućuju poluprediktivni pristup prepoznavanja trenda profila izgaranja.

Tijekom posljednjih desetak godina 1-D CFD simulacije su postale pouzdanim alatom u razvoju motora u slučajevima kad se geometrijska kompleksnost modeliranih komponenata motora može prikladno diskretizirati jednodimenzionalnim podmodelima. 1-D CFD modeli omogućuju brojna poboljšanja, posebice konfiguracije turbopunjača, trenutka otvaranja i dužine otvorenosti ventila, opće konfiguracije usisnog i ispušnog sustava itd.

Kvazidimenzionalni modeli se zasnivaju na zakonu očuvanja mase i energije te koriste podmodel za brzinu izgaranja goriva kako bi se u cilindru predvidio tlak i temperatura tijekom radnog ciklusa. Primjenjuje se nekoliko simulacijskih okvira koje možemo podijeliti na nula dimenzijske, višezonske i višedimenzijske. Prva dva se klasificiraju kao termodinamički modeli gdje su jednačbe koje čine osnovnu strukturu modela zasnovane na zakonu očuvanja mase i energije i samo su ovisne o vremenu.

Multidimenzionalni modeli su također modeli zasnovani na osnovnim jednačbama mehanike i dinamike fluida pri čemu su osnovne jednačbe Navier-Stokes jednačbe kao dodatak jednačbama očuvanja mase i energije i ovisne su o mjestu u prostoru (koordinatama) te predstavljaju parcijalne diferencijalne jednačbe.

Multidimenzionalni modeli se razlikuju od nula dimenzionalnih modela po tome što uvode određene geometrijske parametre u osnovni termodinamički pristup. To obično uključuje radijus tanke razdjelne plohe (plamen) koja dijeli izgorjele od neizgorjelih plinova rezultirajuće dvozonskom formulacijom.

Nula dimenzionalni modeli poznati kao jednozonski modeli koriste unaprijed definiranu brzinu izgaranja među kojima je Vibe-ov zakon najpoznatija [57]. Model mora biti empirijski definiran za svaku pojedinu radnu točku. Na osnovu eksperimentalnih mjerenja i nije definiran na osnovi fizikalnih parametara kao što su karakteristike goriva, geometrija motora te ga je teško ekstrapolirati na druge radne točke. Doduše gdje su takvi podatci raspoloživi predstavlja može biti dobar pristup simuliranju izgaranja jer se izostavlja modeliranje procesa u cilindru. Gdje nema potrebnih podataka za pravilno definiranje Vibe-ove krivulje, na primjer proučavanje raspona novih koncepata motora (pabijanje, međuhlađenje, VVT, Millerov/ Atkinsonov ciklus, EGR, multispark) koji su prekompleksni da razvojni inženjer ima intuitivni pojam o tome kakav će biti utjecaj na brzinu izgaranja, takvi modeli su teško primjenjivi pošto navedene tehnologije utječu na brzinu izgaranja goriva tj. brzinu oslobađanja topline.

Kvazidimenzionalnim modelima se smatraju svi pristupi kod kojih se prostorni fenomeni i geometrijske karakteristike u okviru uobičajeno nuladimenzionalnom modeliranju uzimaju u obzir pri čemu prostorno ovisne varijable uvode kao funkcije vremena.

Ako je ovisnost varijable o jednoj ili više prostornih koordinata eksplicitno formulirana, riječ je o jedno odnosno višedimenzionalnom pristupu. Jednodimenzionalni modeli se u prvom redu koriste za proračun strujanja kroz cijevi u usisnom i ispušnom sustavu.

Za detaljniji proračun složenih polja strujanja kakva se javljaju u prostoru izgaranja i u usisnom i ispušnom sustavu koriste se višedimenzionalni modeli dinamike fluida. Kod višedimenzionalnih proračuna sustava prostora izgaranja prvo se određuje prostorno turbulentno gibanje punjenja koje zatim služi kao osnova za modeliranje pripreme smjese, izgaranja i formiranje štetnih spojeva. CFD modeli dijele prostor izgaranja u velik broj konačnih volumena (čelija) i rješavaju zakone očuvanja za njih pojedinačno i kao cjelinu. Mogućnosti trodimenzionalnog proračuna modela realnog procesa u motoru su uz točnost korištenog računalnog modela koja je u suglasnosti s korištenim brojem ćelija ograničene i računalnim vremenom potrebnim za konvergenciju rješenja.

Kvazidimenzionalni modeli su zasnovani na jednostavnim fizikalnim i kemijskim predvođanjima o propagaciji plamena unutar prostora izgaranja. Takav pristup pretpostavlja širenje fronte plamena apsolutnom brzinom v_{pl} u obliku hemisfere koja se širi s brzinom koja je kolinearna s normalom na njenu površinu prostor izgaranja je podijeljen u tri dijela: neizgorjela zona, izgorjela zona i fronta plamena koja dijeli neizgorjelu i izgorjelu zonu. Ovdje fronta plamena, zbog svog vrlo malog volumena, može se smatrati termodinamički nebitnom tj. ne opisuje se izdvojeno jednadžbama očuvanja i može se dodati izgorjeloj zoni. Posljedično model odgovara dvozonskom modelu izgaranja. Prostor izgaranja je modeliran kao disk istog volumena kao i originalna geometrija promjenivog s vremenom. Takva pretpostavka pojednostavljuje pristup i skraćuje vrijeme računanja pri čemu još uvijek daje dobre rezultate. Moguća greška se lako može kompenzirati općim podešavanjem modela .

Uzimajući u obzir, što je zgodno za modeliranje, da fronta plamena prodire u neizgorjelu zonu relativnom brzinom v_T , pretpostavljeno je da je v_T suma laminarne brzine plamena v_L i izotropne (izotropna svojstva ne ovise o smjeru i određena su samo brojčanom vrijednošću) turbulentne brzine v_T .

4.3. Novi model detonantnog izgaranja

Novi model je prvenstveno zamišljen kao nadopuna suvremenim kvazidimenzionalnim modelima izgaranja kojima se mogu simulirati cikličke varijacije u izgaranju te se relativno brzo može analizirati velik broj ciklusa [37], [73], [74]. Zadatak novog modela je predvidjeti hoće li pri određenim uvjetima u cilindru doći do detonantnog izgaranja. Kako se ne bi značajno usporila simulacija izgaranja, a ujedno i osiguralo dovoljno točno predviđanje pojave samozapaljenja te omogućila usporedba rezultata simulacije detonantnog izgaranja i rezultata eksperimentalne analize, novi modela mora imati sljedeće značajke:

- dovoljno veliku brzinu izračuna da bi se mogao obraditi veliki broj ciklusa,
- mogućnost simulacije temperaturne nehomogenosti neizgorjele zone,
- mogućnost računanja veličine koja bi u izvjesnoj mjeri pokazivala razinu štetnosti detonantnog izgaranja.

Kako pojava samozapaljenja ovisi o temperaturi neizgorjele smjese, tlaku u cilindru, faktoru zraka smjese i udjelu produkata izgaranja, model uvjete za pojavu samozapaljenja računa na temelju tlaka u cilindru (p), temperature u zoni neizgorjele smjese (T_{NS}), faktora zraka (λ) i masenog udjela produkata izgaranja u zoni neizgorjele smjese ($x_{PI,NS}$), izračunatih modelom izgaranja. Temperatura zone neizgorjele smjese predstavlja srednju temperaturu neizgorjele smjese (\bar{T}_{NS}) na temelju koje model detonantnog izgaranja modelira temperaturnu raspodjela u neizgorjeloj zoni. Ako se tijekom proračuna izgaranja u zoni neizgorjele smjese jave uvjeti za pojavu samozapaljenja, rezultat modela je kut zakreta koljenastog vratila u trenutku pojave samozapaljenja (α_{det}) i bezdimenzijska vrijednost koja predstavlja procjenu intenziteta detonantnog izgaranja. Modelom se ujedno određuje trenutak pojave niskotemperaturnog samozapaljenja i simulira niskotemperaturno izgaranje. Energija oslobođena niskotemperaturnim izgaranjem se u sljedećem proračunskom koraku pribraja zoni neizgorjele smjese, pri čemu se u zoni neizgorjele smjese mijenja temperatura, masa neizgorjelog goriva i zraka te maseni udio produkata izgaranja. Na taj način se ujedno simulira utjecaj niskotemperaturnog izgaranja na pojavu detonantnog izgaranja.

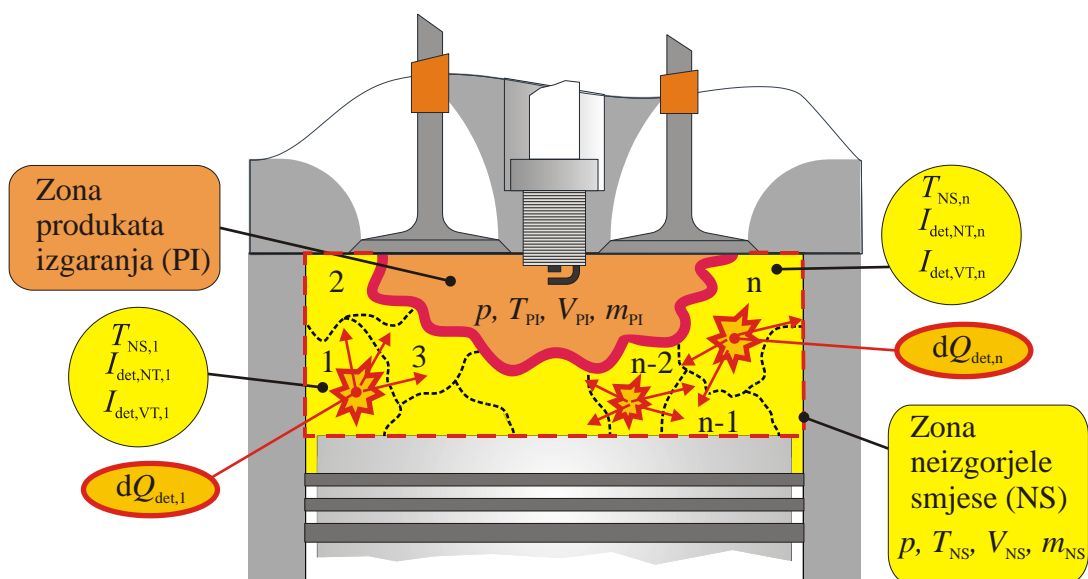
Kako bi ispunio svoju funkciju, model je podijeljen u tri podmodela:

- podmodel temperaturne raspodjele,
- podmodel za detekciju pojave samozapaljenja,
- podmodel za procjenu intenziteta detonantnog izgaranja.

Treba napomenuti da model pretpostavlja potpuno homogenu smjesu što znači da ne uzima u obzir lokalnu promjenu faktora zraka smjese. Svaki od pojedinih podmodela detaljnije će biti objašnjen u nastavku.

4.3.1. Podmodel temperaturne raspodjele

Temperatura neizgorjele smjese tijekom izgaranja nije ujednačena nego se lokalno razlikuje po svom iznosu, što ima značajan utjecaj na trenutak i mjesto pojave samozapaljenja uslijed kojeg se zatim može javiti detonantno izgaranje. Podmodelom temperaturne raspodjele modelira se temperaturna nehomogenost u zoni neizgorjele smjese modela izgaranja. Kako bi se simulirala temperaturna nejednolikost u neizgorjeloj smjesi, zona neizgorjele smjese termodinamičkog dvozonskog modela izgaranja je podijeljena na proizvoljan broj podzona (n_z), što je shematski pokazano na slici 36.



Slika 36. Podijela neizgorjele zone u podzone

Podzone u zoni neizgorjele smjese imaju istu masu (izraz 4.1) i sastav, ali se razlikuju po temperaturi.

$$m_1 = m_2 = \dots = m_n = \frac{m_{NS}}{n_z} \quad (4.1)$$

Temperatura pojedine podzone se u svakom proračunskom koraku definira u odnosu na srednju temperaturu zone neizgorjele smjese izračunatu modelom izgaranja, a temperature podzona su modelirane funkcijama koje su razvijene na temelju analize rezultata 3-D CFD simulacije visokotlačnog procesa u 4 različita Ottova motora. Geometrijske karakteristike i način propreme smjese simuliranih motora navedeni su u tablici 4.

Tablica 4. Karakteristike simuliranih motora

	Motor 1	Motor 2	Motor 3	Motor 4
Geometrija glave motora	Oblik krova			
Geometrija klipa	Ravno čelo klipa			
Promjer cilindra D , mm	86	79	84	86
Hod klipa H , mm	94,6	81,4	88,6	96
Radni volume cilindra V_H , cm ³	603,9	400	492,6	558
Kompresijski omjer ε	11,1	11,1	9,5	10,8
Duljina klipnjače l , mm	146,7	137	160	143
Broj ventila po cilindru	4 (2 usisna i 2 ispušna)			
Trenutak otvaranja usisnog ventila, °KV prije GMT	24	4	22	Varijabilno
Trenutak zatvaranja usisnog ventila, °KV nakon DMT	47	46	72	Varijabilno
Trenutak otvaranja ispušnog ventila, °KV prije DMT	39	42	64	Varijabilno
Trenutak zatvaranja ispušnog ventila, °KV nakon GMT	9	18	46	Varijabilno
Promjer sjedišta usisnog ventila, mm	30	27,4	33	33
Promjer sjedišta ispušnog ventila, mm	27	22,3	27	29
Priprema smjese	Vanjska	Vanjska	Vanjska	Unutarnja

Simulirani motori predstavljaju različite suvremene Ottove motorime, pri čemu su za svaki od motora simulirane radne točke koje pokrivaju uvjete rada motora pri velikoj i pri maloj brzini vrtnje te pri punom i pri djelomičnom opterećenju. Ukupno je simulirano 15 radnih točaka koje su navedene u tablici 5.

Tablica 5. Simulirane radne točke

Radna točka	Motor	Brzina vrtnje n , 1/min	Opterećenje
1.	Motor 1	2000	Puno opterećenje
2.		5500	Puno opterećenje
3.		2000	Djelomično opterećenje
4.	Motor 2	1500	Puno opterećenje
5.		2000	Puno opterećenje
6.		5500	Puno opterećenje
7.		1500	Djelomično opterećenje
8.	Motor 3	1500	Puno opterećenje
9.		3000	Puno opterećenje
10.		1500	Djelomično opterećenje
11.	Motor 4	2845	Puno opterećenje
12.		6215	Puno opterećenje
13.		1000	Djelomično opterećenje
14.		2000	Djelomično opterećenje
15.		3000	Djelomično opterećenje

Simulacije su napravljene u programskom paketu AVL Fire [75] pri čemu je za modeliranje volumena cilindra korištena nestrukturirana pomična mreža koja je imala različiti broj proračunskih ćelija u GMT i DMT (u GMT oko 66.000 ćelija, a u DMT oko 1.230.000 ćelija). Primijenjen je simulacijski pristup RANS s modelom turbulencije $k-\varepsilon$ i trozonski model turbulentnog zahvaćanja (3Z-ECFM) za simulaciju propagacije fronte plamena. Toplinski gubitci su modelirani standardnim modelom prijenosa topline u programskom alatu AVL Fire koji je zasnovan na modelu Jayatilleke-a.

Rezultati simulacija su obrađeni na način da se dobila temperaturna raspodjela u zoni neizgorjele smjese za svaku simuliranu radnu točku i za svaki zakret koljenastog vratila. U Postupku obrade rezultata prvo su odabrane ćelije unutar zone neizgorjele smjese. Ćelije su razvrstane u neizgorjelu smjesu ako je udio izgorjelog goriva u ćeliji manji ili jednak 0,1, a ako je veća od 0,1 ćelija se smatra ćelijom zone produkata izgaranja. Relativno mala granična vrijednost udjela izgorjelog goriva je odabrana kako bi se izdvojile samo one ćelije kod kojih se ne javlja značajno oslobađanje topline. Ako bi se odabrala veća vrijednost tada bi neke ćelije imale nerealno veliku temperaturu za zonu neizgorjele smjese. Nakon što je

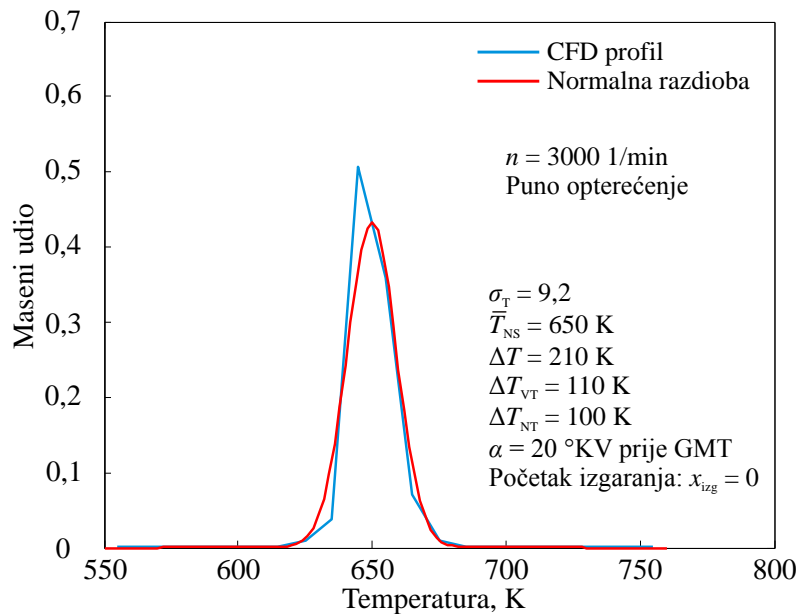
proračunska domena podijeljena u zonu produkata izgaranja i zonu neizgorjele smjese, zona neizgorjele smjese je dodatno podijeljena u temperaturne podgrupe. Relativna razlika u temperaturi između pojedinih podgrupa neizgorjele smjese bila je 10 K. Rezultat opisanog postupka obrade podataka je raspodjela masenog udjela zone neizgorjele smjese po temperaturi za svaki inkrementalni zakret koljenastog vratila. Raspodjele masenog udjela neizgorjele smjese po temperaturi su statistički obrađene te je za svaki inkrementalni zakret koljenastog vratila izračunata srednja vrijednost temperature zone neizgorjele smjese i njena standardna devijacija. Tijekom razvoja temperaturne raspodjele u zoni neizgorjele smjese uočeno je da normalna statistička razdioba (izraz 4.2) dobro opisuje raspodjelu masenog udjela neizgorjele smjese po temperaturi dobivenu CFD simulacijama, pri čemu funkcija normalne razdiobe $f(T, \bar{T}_{NS}, \sigma_T)$ predstavlja promjenu masenog udjela neizgorjele smjese s temperaturom:

$$f(T, \bar{T}_{NS}, \sigma_T) = \frac{1}{\sigma_T \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{-\frac{(T - \bar{T}_{NS})^2}{2 \cdot \sigma_T^2}} \quad (4.2)$$

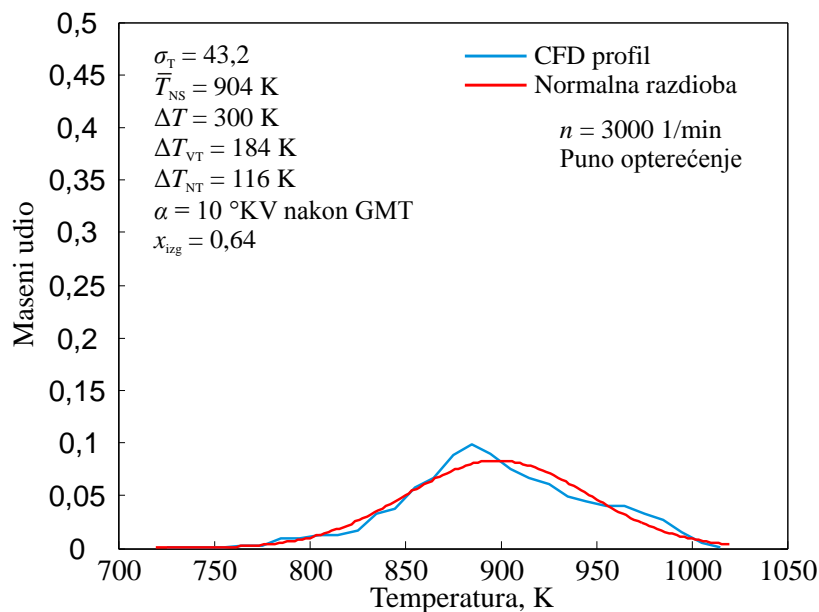
pri čemu je:

- \bar{T}_{NS} – srednja temperatura neizgorjele smjese, K,
- σ_T – standardna devijacija temperature neizgorjele smjese, K,
- T – temperatura u neizgorjeloj smjesi, K.

Na slikama 37. i 38. su za jednu radnu točku (točka 9. u tablici 5) pokazani profil raspodjele masenog udjela neizgorjele smjese po temperaturi dobiven obradom rezultata CFD simulacije i profil normalne razdiobe izračunat na temelju srednje vrijednosti temperature neizgorjele zone (\bar{T}_{NS}) i njene standardne devijacije (σ_T) izračunatih na temelju statističke obrade rezultata 3D – CFD proračuna. Kako bi se zadržala preglednost pokazanih dijagrama, pokazane su vrijednosti samo za motor 3 pri brzini vrtnje $n = 3000$ 1/min i pri punom opterećenju u trenutku početka izgaranja (slika 37.) i u trenutku kada je udio izgorjelog goriva u cilindru dostigao vrijednost $x_{izg} = 0,64$ (slika 38.), što je 30 °KV nakon početka izgaranja.

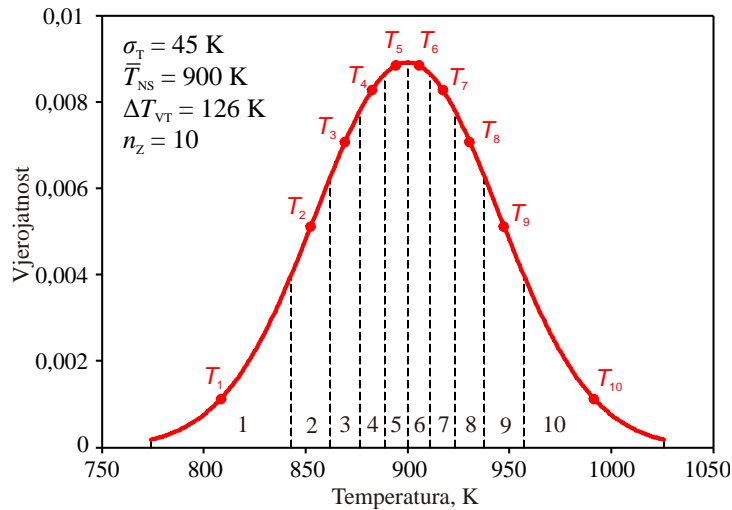


Slika 37. Raspodjela temperature po masenom udjelu u zoni neizgorjele smjese na početku izgaranja dobivena 3-D CFD proračunom i profil normalne razdiobe definiran varijablama 3-D CFD proračuna



Slika 38. Raspodjela temperature po masenom udjelu u zoni neizgorjele smjese u određenom trenutku tijekom izgaranja dobivena 3-D CFD proračunom i profil normalne razdiobe definiran varijablama 3-D CFD proračuna

Budući da je funkcija normalne razdiobe neograničena, kada bi se za modeliranja temperaturne raspodjele podzona koristila u nepromijenjenom obliku, neizgorjela smjesa bi u pojedinim podzonama imala nerealno visoke, odnosno nerealno niske temperature. Iz tog razloga je kod modeliranja temperaturnih podzona trebalo ograničiti rubne temperature. Primjer takve normalne razdiobe temperature po podzonama zone neizgorjele smjese pokazan je na slici 39.



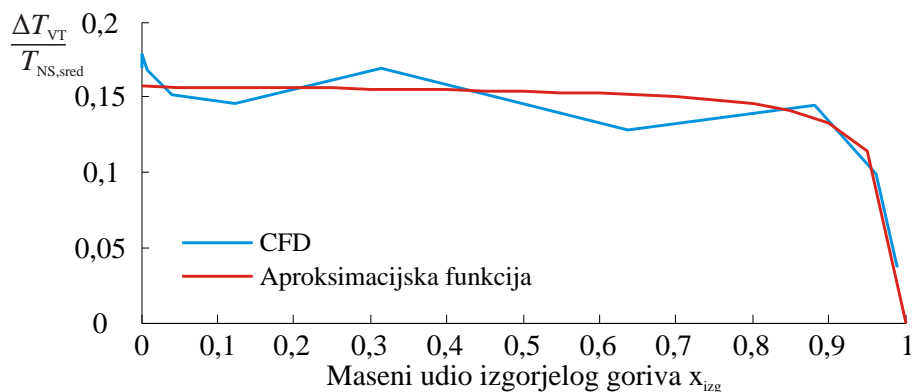
Slika 39. Izračunate temperature podzona prema pretpostavljenoj temperaturnoj raspodijeli ($T_1 < T_2 < \dots < T_{10}$)

U ovom primjeru srednja temperatura neizgorjele zone je $\bar{T}_{NS} = 900 \text{ K}$, a raspon temperatura je $\pm 126 \text{ K}$ pri čemu je standardna devijacija temperature 45 K , a broj podzona je 10. Ordinata na pokazanom dijagramu predstavlja vjerojatnost pojave određene temperature u neizgorjeloj smjesi. Vjerojatnost je proporcionalna masenom udjelu dijela neizgorjele smjese koji ima određenu temperaturu. Lijevi i desni kraj krivulje normalne razdiobe temperature su ograničeni vrijednostima temperature dobivenim dodavanjem i oduzimanjem raspona temperatura od srednje temperature neizgorjele zone. Površina ispod krivulje mora biti jednaka 1 te je stoga krivulja nakon ograničavanja s rubnim vrijednostima temperature normalizirana. Na taj način je osigurano da je površina ispod korigirane (ograničene) krivulje razdiobe jednaka 1.

Kako bi se izračunala srednja temperatura podzone mora se odrediti raspon temperatura u svakoj podzoni. Na slici 39. navedene granice podzona su naznačene crtkanim linijama. Može se primijetiti da je raspon temperatura najtoplije (T_{10}) i najhladnije podzone (T_1) širi od raspona temperatura podzona bližih srednjoj temperaturi (T_5, T_6) neizgorjele zone. Kako je zamišljeno da se zona neizgorjele smjese dijeli u podzone, pri čemu sve podzone imaju jednaku masu, površine ispod dijelova krivulje temperaturnih raspona svih podzona su međusobno jednake. Dakle, prvo se odrede granične temperature svake podzone, a zatim se na temelju masenog udjela podzone odredi njena srednja temperatura. Izračunate srednje temperature pojedinih podzona su na slici 39. pokazane kao točke na krivulji profila temperaturne raspodjele.

Za određivanje temperature pojedine podzone potrebno je znati srednju temperaturu neizgorjele zone, razliku između najveće temperature i srednje temperature ili najmanje

temperature i srednje temperature te standardnu devijaciju profila temperature u neizgorjeloj zoni. Srednja temperatura se u simulaciji računa modelom izgaranja, što znači da se podmodelom temperaturne raspodjele treba modelirati standardna devijacija temperature u neizgorjeloj smjesi i razlika između srednje i graničnih temperatura. Daljnja analiza CFD rezultata je provedena sa svrhom da se odredi kako se razlika temperatura u neizgorjeloj zoni i standardna devijacija temperature mijenjaju tijekom izgaranja. Za svaki inkrementalni zakret koljenastog vratila izračunata je razlika između najviše i srednje temperature (ΔT_{VT}) i razlika između najmanje i srednje temperature (ΔT_{NT}) u neizgorjeloj smjesi. Može se primijetiti da kod svakog zakreta koljenastog vratila postoji određena razlika između ΔT_{VT} i ΔT_{NT} (slika 37. i 38.) dok je kod ograničene normalne razdiobe razlika u temperaturama simetrična ($\Delta T_{VT} = \Delta T_{NT}$). Kako se detonantno izgaranje javlja u vrućim dijelovima neizgorjele smjese, distribucija vrijednosti ΔT_{VT} tijekom procesa izgaranja je kritičnija te je stoga ona bila dalje analizirana. Nadalje, apsolutna vrijednost temperaturne razlike se mijenja tijekom izgaranja, ali tijekom većeg dijela izgaranja korelira sa srednjom temperaturom neizgorjele smjese. Iz tog razloga na slici 40. relativna temperaturna razlika, predstavljena omjerom ΔT_{VT} i srednje temperature neizgorjele smjese \bar{T}_{NS} , je pokazana kao funkcija masenog udjela izgorjelog goriva.



Slika 40. Promjena relativne razlike u temperaturi neizgorjele smjese u ovisnosti o masenom udjelu izgorjeloga goriva

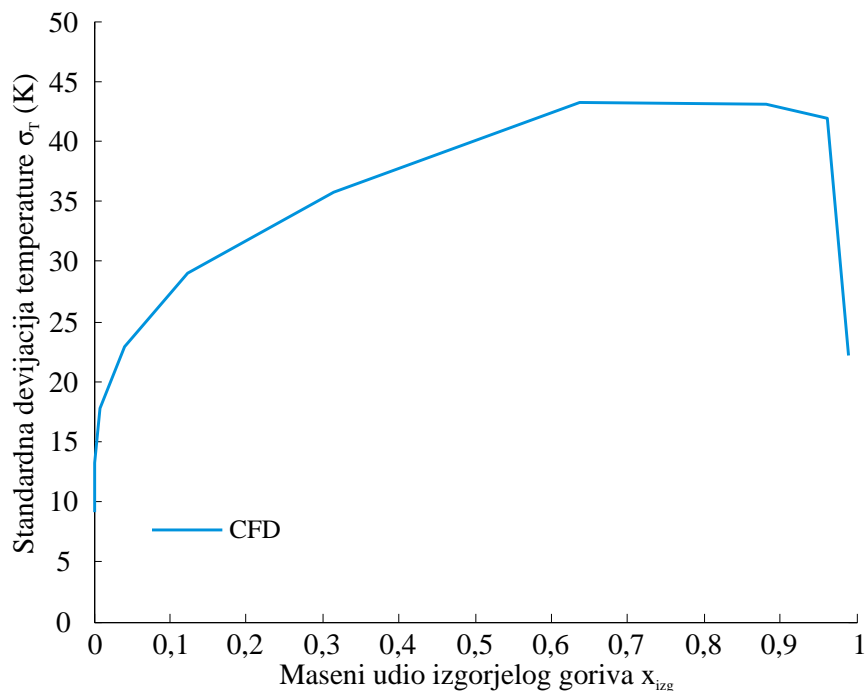
Može se primijetiti da se relativna temperaturna razlika neznatno mijenja tijekom većeg dijela izgaranja te da ima nagli pad na kraju izgaranja. Rezultati pokazani na slici 40. odnose se na motor 3 pri punom opterećenju i brzini vrtnje $n = 3000$ 1/min (9. radna točka, tablica 5). No, analiza svih ostalih radnih točaka i motora je rezultirala istim zaključcima. Jedina razlika između simuliranih slučajeva je u relativnoj razlici u temperaturi tijekom većeg dijela izgaranja koja je za slučaj prikazan na slici 40. oko 0,15 dok je u ostalim slučajevima

poprimala vrijednosti između 0,09 i 0,16. Na osnovi takve analize napravljena je korelacija relativne temperature tijekom izgaranja definirana izrazom:

$$\frac{\Delta T_{VT}}{\bar{T}_{NS}} = a \cdot \left(1 - \frac{1}{100 \cdot (1 - x_{izg}) + 1} \right) \quad (4.3)$$

U izrazu (4.3) parametar a se koristi za podešavanje visine aproksimacijske funkcije ($\Delta T_{VT}/\bar{T}_{NS}$). Na slici 40. je pokazano da kod dobro odabrane vrijednosti a funkcija dobro aproksimira podatke dobivene CFD proračunom.

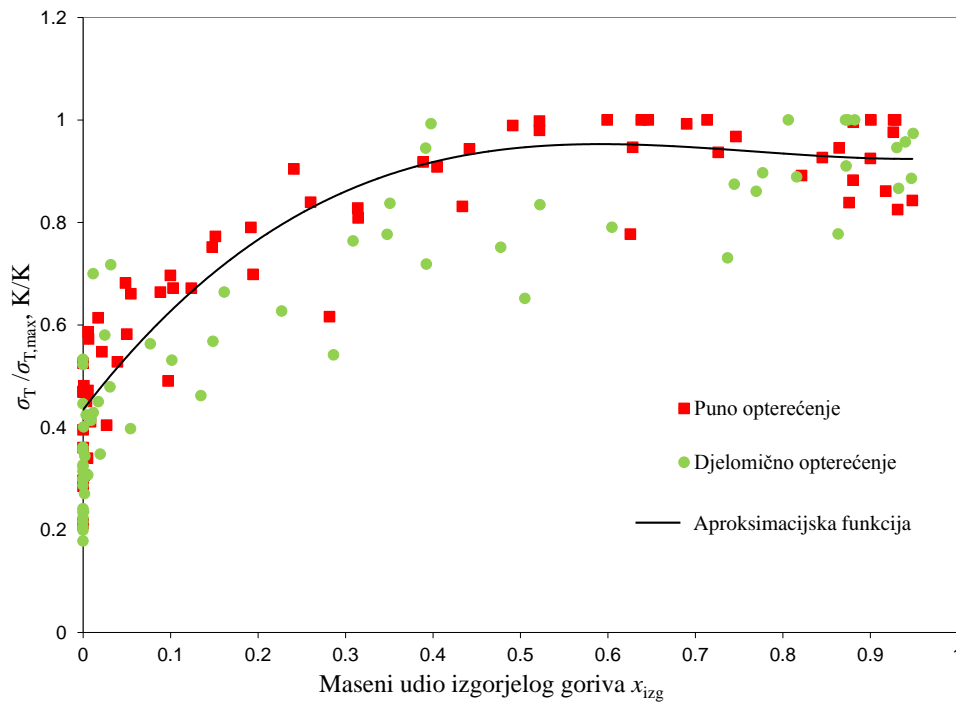
Sljedeća vrijednost koju je potrebno definirati da bi se mogla izračunati temperaturna raspodjela u neizgorjeloj zoni je standardna devijacija temperature σ_T . Statistička analiza obrađenih CFD rezultata je pokazala da se standardna devijacija temperature neizgorjele zone mijenja tijekom izgaranja. Oblik funkcije promjene standardne devijacije temperature neizgorjele zone tijekom izgaranja vidljiv je na slici 41. Profili promjene za različite motore i radne točke imali su sličan profil promjene standardne devijacije temperature neizgorjele zone tijekom izgaranja, ali s različitim vrijednostima najveće standardne devijacije $\sigma_{T,max}$.



Slika 41. Promjena standardne devijacije temperature neizgorjele smjese u ovisnosti o masenom udjelu izgorjeloga goriva

Iz tog razloga na slici 42. pokazana je normalizirana standardna devijacija temperature zone neizgorjele smese. Ona je dobivena dijeljenjem vrijednosti standardne devijacije tijekom

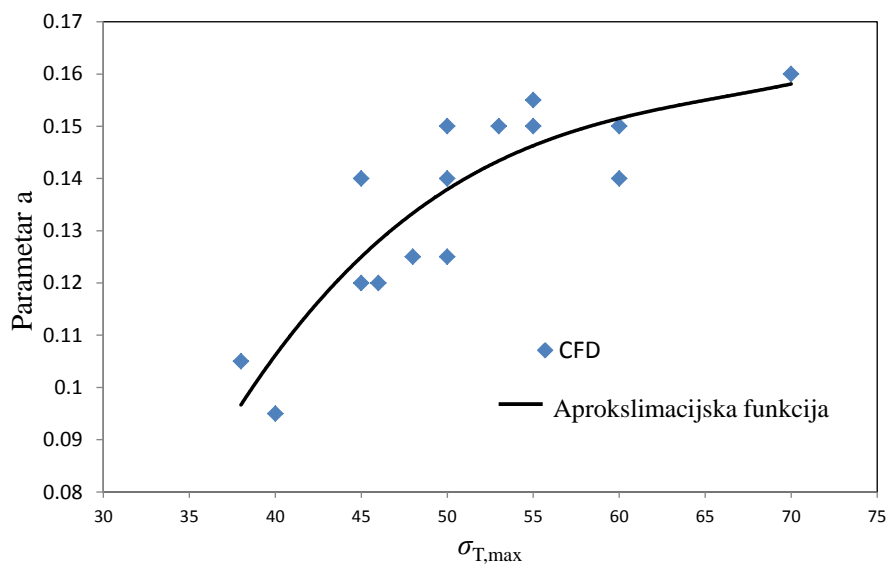
izgaranja s najvećom vrijednosti standardne devijacije u temperaturi neizgorjele zone koja se javila kod promatranog motora i radne točke.



Slika 42. Promjena normalizirane standardne devijacije temperature neizgorjele smjese u ovisnosti o masenom udjelu izgorjeloga goriva dobivena statističkom obradom 3-D CFD rezultata

Na slici 42. prikazane su normalizirane promjene standardne devijacije temperature za sve simulirane radne točke, posebno kod punog opterećenja, a posebno kod djelomičnog. Kao što je vidljivo, trend promjene standardne devijacije je sličan, što se kod punog opterećenja vidi po dobrom poklapanju aproksimacijske funkcije i izračunatih točaka. Kod djelomičnog opterećenja promjena standardne devijacije temperature s izgaranjem pokazuje linearnu karakteristiku. Kako je vjerojatnost pojave detonantnog izgaranja puno veća u slučajevima punog opterećenja motora, za formiranje funkcije predviđanja promjene standardne devijacije temperature korišteni su samo podaci koji se odnose na puno opterećenje motora. Dobivena aproksimacijska funkcija se koristi za određivanje trenutne standardne devijacije temperature neizgorjele zone, ali za to prethodno treba definirati najveću vrijednost standardne devijacije temperature ($\sigma_{T,max}$). Ova najveća vrijednost standardne devijacije temperature neizgorjele zone u novom modelu predstavlja kalibracijski parametar kojeg zadaje korisnik i može se podešavati u odnosu na CFD rezultate ili eksperimentalne rezultate. Rubne vrijednosti graničnih temperatura normalne razdiobe su definirane izrazom (4.3) u kojemu se opet nalazi kalibracijski parametar a , različit za različite motore i uvjete rada. Nadalje, kako bi se

provjerilo ovisi li vrijednost parametra a o najvećoj vrijednosti standardne devijacije temperature neizgorjele smjese, za sve simulirane slučajeve su vrijednosti najveće standardne devijacije temperature i konstanta a podešene tako da se dobije što bolje poklapanje profila temperatura dobivenih 3-D CFD proračunima i profila temperatura neizgorjele zone dobivenih novorazvijenom modelom. Vrijednosti $\sigma_{T,\max}$ i parametra a koje daju spomenuto najbolje poklapanje prikazane su točkama na slici 43. i označene kao CFD. Opet se može općenito primijetiti da s porastom najvećih vrijednosti standardne devijacije $\sigma_{T,\max}$ rastu i vrijednosti parametra a . Na slici je prikazana i funkcija $a = f(\sigma_{T,\max})$ kojom se aproksimiraju vrijednosti tih točaka.



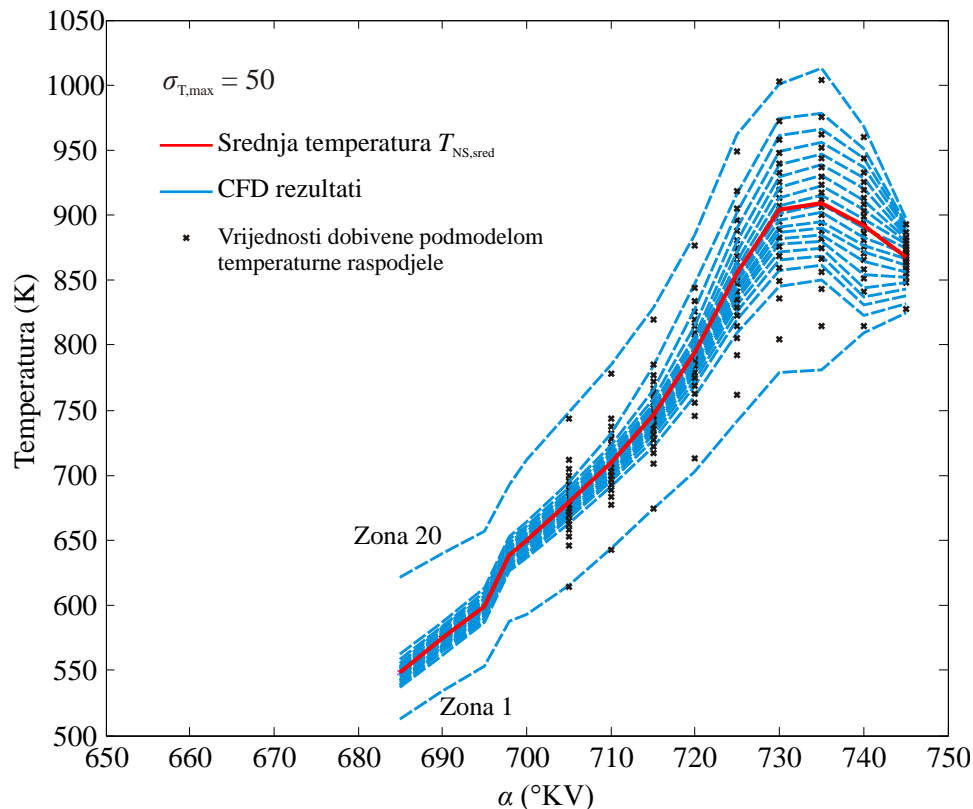
Slika 43. Ovisnost parametra a o najvećoj vrijednosti standardne devijacije temperature $\sigma_{T,\max}$

Uviđenjem funkcije $a = f(\sigma_{T,\max})$ broj parametara za kalibraciju podmodela temperaturne raspodjele u zoni neizgorjele smjese sveden je na samo jedan parametar tj. na najveću standardnu devijaciju temperature u zoni neizgorjele smjese $\sigma_{T,\max}$.

Dakle, temperaturna raspodjela u zoni neizgorjele smjese simulirana je normalnom razdiobom oko srednje temperature zone neizgorjele smjese. Standardna devijacija temperaturne raspodjele je uz poznati $\sigma_{T,\max}$ modelirana funkcijom $\sigma_T(x_{izg})$ (slika 42.). Granične temperature T_{\min} i T_{\max} određuju se na temelju poznate srednje temperature neizgorjele smjese \bar{T}_{NS} i izraza (4.3) pri čemu je parametar a u izrazu (4.3) definiran funkcijom $a(\sigma_{T,\max})$ (slika 43.).

Na slici 44. prikazani su rezultati podmodela temperaturne raspodjele u zoni neizgorjele smjese. Crtkana plava krivulja predstavlja srednje temperature 20 zona jednake mase,

dobivene analizom rezultata 3-D CFD proračuna pri čemu je zona 1 najhladnija, a zona 20 najtoplija. Crvena krivulja predstavlja srednju temperaturu neizgorjele smjese izračunatu na temelju obrađenih rezultata 3-D CFD simulacija. Korištenjem srednje temperature CFD simulacije i vrijednosti najveće standardne devijacije temperature neizgorjele zone $\sigma_{T,max} = 50$ izračunata je srednja temperatura 20 podzona prethodno opisanim načinom modeliranja, a rezultati su na slici 44. prikazani kao križići. Može se primijetiti da novi podmodel dobro opisuje promjenu temperature u toplijim zonama zone neizgorjele smjese.



Slika 44. Profil promjene temperature u ovisnosti o zakretu koljenastog vratila: 20 podzona zone neizgorjele smjese, izračunato 3-D CFD simulacijom i podmodelom za temperaturnu raspodjelu

4.3.2. Podmodel za detekciju pojave samozapaljenja

Pri simulaciji detonantnog izgaranja najprije treba odrediti je li u neizgorjeloj smjesi došlo do samozapaljenja. Podmodel za detekciju pojave samozapaljenja računa je li se u neizgorjeloj smjesi formirala dovoljna količina slobodnih radikala za samozapaljenje smjese. Pretpostavka modela je da samozapaljenje u neizgorjeloj smjesi uvijek uzrokuje pojavu detonantnog izgaranja. Kako bi se zadržala mogućnost novih kvazidimenzionalnih modela izgaranja da relativno brzo analiziraju velik broj ciklusa, model detonantnog izgaranja mora također biti brz. Stoga modeliranje pojava samozapaljenja u neizgorjeloj smjesi detaljnim, ali sporim

modelima kinetike kemijskih reakcija nije zadovoljavajuće rješenje. Za računanje je li u neizgorjeloj smjesi došlo do pojave samozapaljenja podmodel korisiti dva integrala detonantnog izgaranja: $I_{\text{det,NT},i}$ se koristi za računanje pojave niskotemperaturnog samozapaljenja (izraz (4.4)), a $I_{\text{det,VT},i}$ za računanje pojave visokotemperaturnog samozapaljenja (izraz(4.5)). Kako model zonu neizgorjele smjese dijeli na proizvoljan broj podzona iste mase pri čemu svaka podzona ima drugu temperaturu, pojava samozapaljenja se provjerava u svakoj od podzona.

$$I_{\text{det,NT},i} = \int_{t_{\text{PI}}}^t \frac{dt}{\tau_{\text{in,NT},i}} \quad (4.4)$$

$$I_{\text{det,VT},i} = \int_{t_{\text{PI}}}^t \frac{dt}{\tau_{\text{in,VT},i}} \quad (4.5)$$

U izrazima (4.4) i (4.5) oznake veličina su:

$\tau_{\text{in,NT},i}$ – vrijeme iniciranja niskotemperaturnog samozapaljenja, s,

$\tau_{\text{in,VT},i}$ – vrijeme iniciranja visokotemperaturnog samozapaljenja, s,

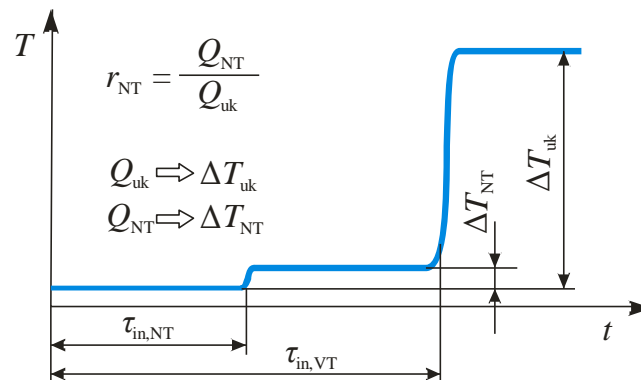
i – indeks podzone modela,

t_{PI} – vrijeme početka izgaranja, s,

t – vrijeme do pojave detonantnog izgaranja, s.

Vrijeme iniciranja niskotemperaturnog samozapaljenja ($\tau_{\text{in,NT},i}$) i visokotemperaturnog samozapaljenja ($\tau_{\text{in,VT},i}$) podmodel dobiva interpolacijom vrijednosti iz posebno pripremljenih tablica s vremenima samozapaljenja koja su funkcija četiri parametra: tlaka (p), temperature (T), faktora zraka (λ) i masenog udjela produkata izgaranja (x_{PI}). Radi se o dvostrukim četvero-dimenzionalnim tablicama pri čemu se jedna tablica odnosi na vremena iniciranja niskotemperaturnog samozapaljenja $\tau_{\text{in,NT}}(T, p, \lambda, x_{\text{PI}})$, a druga na vrijeme visokotemperaturnog samozapaljenja $\tau_{\text{in,VT}}(T, p, \lambda, x_{\text{PI}})$. Na slici 45. pokazan je profil temperature goriva kod kojeg dolazi do pojave niskotemperaturnog samozapaljenja. Uobičajeno se kod modeliranja sklonosti goriva samozapaljenju prva pojava porasta temperature smjese zanemaruje, ali kako kod nekih goriva niskotemperaturno samozapaljenje značajno utječe na porast temperature i tlaka prije pojave glavnog visokotemperaturnog samozapaljenja, u tablicama se nalaze vrijednosti za vrijeme iniciranja niskotemperaturnog samozapaljenja i visokotemperaturnog samozapaljenja. Ova vremena su dobivena detaljnim

modelom kinetike kemijskih reakcija u smjesi goriva i zraka za interval vrijednosti temperatura, tlaka, faktora zraka i udjela produkata izgaranja koji se uobičajeno javlja kod Ottovih motora. Pri tome se odvijanje kemijskih reakcija simuliralo pri konstantnom volumenu. Svako gorivo je definirano zasebnim tablicama te da bi se analizirao utjecaj goriva na pojavu detonantnog izgaranja dovoljno je samo promijeniti tablice goriva. Način proračuna i zapisivanje rezultata u tablicu opisani su u [33] i [34].



Slika 45. Profil temperature u reaktoru konstantnog volumena pri početnom tlaku, temperaturi, faktoru zraka i udjelu produkata izgaranja uslijed kojeg dolazi do pojave samozapaljenja

Kako bi se modelom moglo simulirati oslobađanje topline uslijed niskotemperaturnog samozapaljenja, u tablicama su pohranjene ukupna specifična toplina oslobođena samozapaljenjem (Q_{uk} , J/kmol) te specifična toplinska energija oslobođena niskotemperaturnim samozapaljenjem (Q_{NT} , J/kmol) na temelju kojih se u trenutku pojave niskotemperaturnog samozapaljenja prema izrazu (4.6) računa udio toplinske energije oslobođene niskotemperaturnim izgaranjem (r_{NT}):

$$r_{NT} = \frac{Q_{NT}}{Q_{uk}} \quad (4.6)$$

Način simuliranja niskotemperaturnog oslobađanja topline detaljnije je opisan u narednom potpoglavlju unutar podmodela za simulaciju detonantnog izgaranja. Do pojave samozapaljenja dolazi kada vrijednost integrala detonantnog izgaranja dosegne graničnu vrijednost (GV) koja obično iznosi $GV = 1$. Trenutak pojave detonantnog izgaranja određen primjenom integrala detonantnog izgaranja i tablica s vremenima iniciranja samozapaljenja u potpunosti se ne poklapa s trenutkom pojave detonantnog izgaranja koji je određen detaljnim modelom kemijske kinetike za promatrano gorivo. Zbog toga je granična vrijednost integrala detonantnog izgaranja postavljena kao dodatni kalibracijski parametar.

Kada se vrijednost integrala detonantnog izgaranja za niskotemperaturno samozapaljenje goriva izjednači s graničnom vrijednosti ili je nadmaši ($I_{\text{det,NT},i} \geq GV$), podmodel za procjenu intenziteta detonantnog simulira niskotemperaturno oslobađanje topline. Oslobođena energija se dodaje neizgorjeloj zoni te se na taj način podiže energetska razina cijele neizgorjele zone. Kada vrijednost integrala detonantnog izgaranja za visokotemperaturno samozapaljenja dostigne graničnu vrijednost ($I_{\text{det,VT},i} \geq GV$), kut zakreta koljenastog vratila u tom trenutku se zabilježi kao trenutak pojave detonantnog izgaranja (α_{det}), a u podmodelu za procjenu intenziteta detonantnog izgaranja počinje simulacija visokotemperaturnog oslobađanja topline uslijed detonantnog izgaranja.

4.3.3. Podmodel za simulaciju detonantnog izgaranja

Podmodelom za simulaciju detonantnog izgaranja se simulira oslobađanje topline u neizgorjeloj smjesi uzrokovano pojavom samozapaljenja te se procjenjuje intenzitet detonantnog izgaranja. Aktivira se u trenutku kada podmodel za detekciju pojave samozapaljenja registrira da je $I_{\text{det,NT},i} \geq GV$ ili $I_{\text{det,VT},i} \geq GV$. Ovisno radi li se o niskotemperaturnom samozapaljenju ($I_{\text{det,NT},i} \geq GV$) ili visokotemperaturnom samozapaljenju ($I_{\text{det,VT},i} \geq GV$), u podmodelu se mogu odvijati dva tipa proračuna:

- proračun tlaka i temperature uslijed detonantnog izgaranja,
- proračun intenziteta detonantnog izgaranja.

Proračun tlak i temperature uslijed detonantnog izgaranja

Kada se u nekoj od podzona zone neizgorjele smjese javi samozapaljenje, započinje simulacija izgaranja u toj podzoni. Detonantno izgaranje je izrazito brzo, ali nije trenutno te se u podmodelu računa izrazom:

$$\frac{dQ_{\text{det},i}}{d\alpha} = Q_{G,i} \cdot (r_{\text{NT},i})^A \cdot \frac{dx_{\text{VIBE},i}}{d\alpha} \quad (4.7)$$

pri čemu je:

- $Q_{G,i}$ – ukupna energija goriva u podzoni i , J,
- A – faktor tipa izgaranja (1- niskotemperaturno izgaranje, 0 – samozapaljenje),
- $r_{\text{NT},i}$ – udio energije oslobođen niskotemperaturnim izgaranjem (računa se prema izrazu (4.6)),

$\frac{dx_{\text{VIBE},i}}{d\alpha}$ – normalizirana brzina oslobađanja topline u podzoni, 1/°KV,

α – kut zakreta koljenastog vratila, °KV,

i – indeks podzone modela.

Ukupna količina energije sadržana u podzoni i jednaka je:

$$Q_{G,i} = m_{G,i} \cdot H_d \cdot \delta \quad (4.8)$$

pri čemu je:

$m_{G,i}$ – masa goriva u podzoni i , kg,

H_d – donja ogrjevna vrijednost goriva, J/kg,

δ – faktor pretvorbe energije goriva.

Normalizirana brzina oslobađanja topline ($dx_{\text{VIBE},i} / d\alpha$) se računa na temelju Vibe-ove funkcijom [57]:

$$\frac{dx_{\text{VIBE},i}}{d\alpha} = \frac{6,908}{\Delta\alpha_{\text{izg}}} \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{0,i}}{\Delta\alpha_{\text{izg}}} \right)^m \cdot e^{-6,908 \left(\frac{\alpha - \alpha_{0,i}}{\Delta\alpha_{\text{izg}}} \right)^{m-1}} \quad (4.9)$$

pri čemu je:

$\Delta\alpha_{\text{izg}}$ – duljina detonantnog izgaranja, °KV,

$\alpha_{0,i}$ – početak detonantnog izgaranja u pojedinoj podzoni, °KV,

m – značajka izgaranja.

Proračun detonantnog izgaranja počinje s kutem zakreta koljenastog vratila ($\alpha_{0,i}$) u trenutku kada u podzoni vrijednost $I_{\text{det,NT}}$ ili $I_{\text{det,VT}}$ dosegne graničnu vrijednost (GV). Značajka izgaranja (m) određuje oblik Vibe-ove funkcije. U podmodelu joj je vrijednost $m = 2,3076$ jer se tada najveća brzina detonantnog izgaranja u sredini intervala izgaranja. Duljina detonantnog izgaranja $\Delta\alpha_{\text{izg}}$ je definiran kao parametar kojeg korisnik može mijenjati, a u svim simulacijama provedenim tijekom ovog istraživanja $\Delta\alpha_{\text{izg}} = 2$ °KV. Treba napomenuti da se izraz (4.7) koristi i za simulaciju niskotemperaturnog i za simulaciju visokotemperaturnog izgaranja. Kada se u nekoj podzoni postignu uvjeti za niskotemperaturno izgaranje, faktor tipa izgaranja $A = 1$ te se ukupna energija u gorivu sadržanom u podzoni množi s udjelom energije koja se oslobađa niskotemperaturnim

izgaranjem (r_{NT}). U trenutku kada se u podzoni postignu uvjeti za visokotemperaturno izgaranje, faktor tipa izgaranja $A = 0$ te je energija koja se oslobodi visokotemperaturnim izgaranjem jednaka preostaloj energiji goriva u podzoni.

Ukupna brzina oslobođena energija detonantnim izgaranjem cijele zone neizgorjele smjese se računa zbrajanjem brzina oslobađanja topline svih podzona modela:

$$\frac{dQ_{det}}{d\alpha} = \sum_{i=1}^{n_z} \frac{dQ_{det,i}}{d\alpha} \quad (4.10)$$

Ukupna brzina oslobađanja energije detonantnim izgaranjem se dodaje energetske jednačbi zone neizgorjele smjese. Na taj način se povećava temperatura neizgorjele smjese i potiče pojava samozapaljenja u drugim podzonama. Izgaranjem dijela zone neizgorjele smjese određena masa goriva reagirala s pripadajućom masom zraka i prelazi u produkte izgaranja. Kod normalnog izgaranja u Ottovom motoru, koje je simulirano modelom izgaranja, izgorjeli dio goriva i pripadajuća masa zraka prelaze u zonu produkata izgaranja. Nasuprot normalnog izgaranja, produkti izgaranja dobiveni detonantnim izgaranjem nisu pridodani zoni produkata izgaranja nego su pridodani produktima izgaranja koji se nalaze u neizgorjeloj smjesi. Treba napomenuti da se modelom ne simulira nehomogenost u sastavu neizgorjele smjese te da je u svakom proračunskom koraku modela izgaranja maseni goriva, zraka i produkata izgaranja u svim podzonama jednak.

Proračun intenziteta detonantnog izgaranja

Kod eksperimentalne analize detonantnog izgaranja intenzitet detonantnog izgaranja se određuje na temelju analize izmjenjenog profila tlaka. Kao mjera intenziteta detonantnog izgaranja najčešće se koristi *MAPO*, tj najveća amplituda oscilacija tlaka uzrokovanih detonantnim izgaranjem. Novim modelom detonantnog izgaranja ne simuliraju se tlačne oscilacije uzrokovane detonantnim izgaranjem nego se intenzitet detonantnog izgaranja procjenjuje na temelju mase neizgorjelog goriva i volumena cilindra u trenutku pojave visokotemperaturnog samozapaljenja. Za procijenu intenziteta detonantnog izgaranja računa se indeks *KI* čija vrijednost predstavlja intenzitet detonantnog izgaranja. Za izračunavanje indeksa *KI* koristi se izraz:

$$KI = K_1 \cdot \frac{m_{gor,det}}{m_{gor,uk}} \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \sqrt{1 - \frac{\alpha_{det}}{K_2}} \cdot n \quad (4.11)$$

pri čemu su:

K_1 – konstanta za podešavanje mjerila, min,

$m_{\text{gor,det}}$ – masa goriva u cilindru u trenutku pojave samozapaljenja, kg,

$m_{\text{gor,uk}}$ – masa goriva u cilindru na početku izgaranja, kg,

K_2 – granica čujnosti detonacije, °KV nakon GMT,

α_{det} – kut zakreta koljenastog vratila u trenutku pojave samozapaljenja, °KV

ε – kompresijski omjer,

n – brzina vrtnje, 1/min.

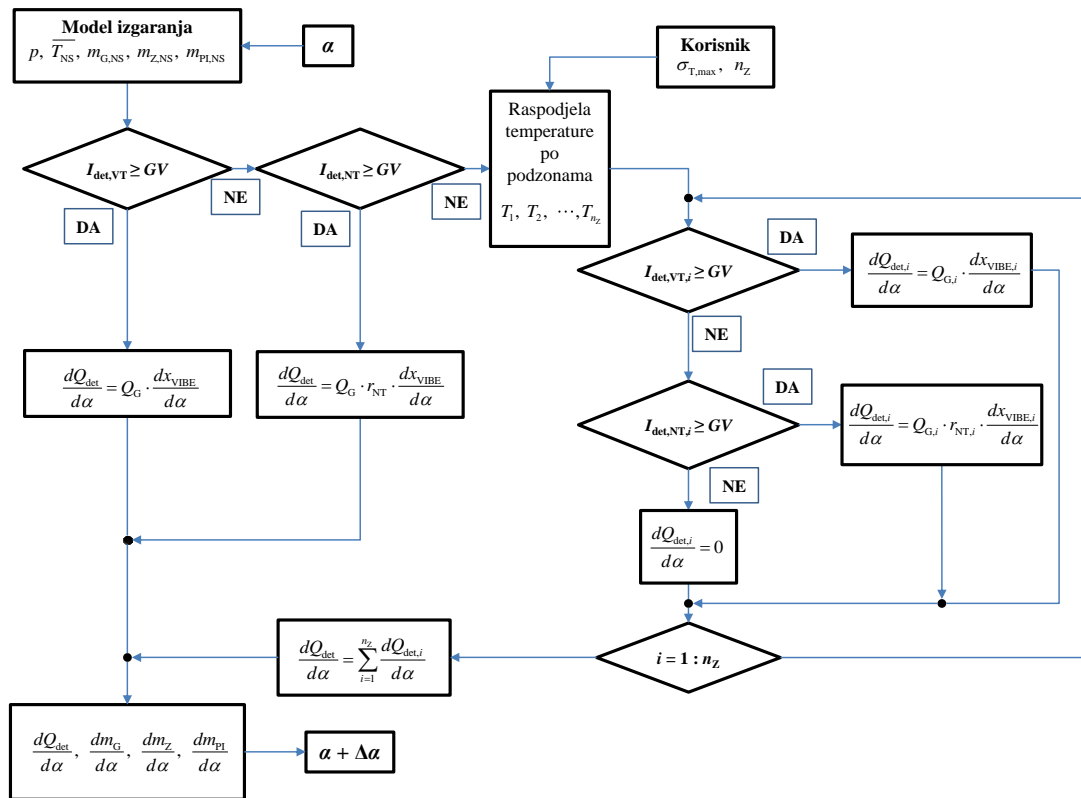
Izrazom (4.11) se za procjenu intenziteta detonantnog izgaranja u obzir uzima masa goriva koja se nalazi u neizgorjeloj zoni u trenutku pojave samozapaljenja, volumen cilindra u trenutku pojave samozapaljenja i brzina vrtnje motora. Navedeni izraz originalno je korišten u modelu detonantnog izgaranja kojeg su razvili Richard et al [24].

4.4. Opis rada modela

Kao i većina suvremenih modela detonantnog izgaranja [19], [70], [71], [72] i ovaj model je namijenjen za primjenu s kvazidimenzionalnim modelima izgaranja pri čemu se uglavnom radi o dvozonskim modelima izgaranja gdje jedna zona predstavlja produkte izgaranja, a druga još neizgorjelu smjesu goriva i zraka. Zadatak modela detonantnog izgaranja je detekcija pojave samozapaljenja u neizgorjeloj smjesi tijekom simulacije izgaranja i procjena intenziteta detonantnog izgaranja.

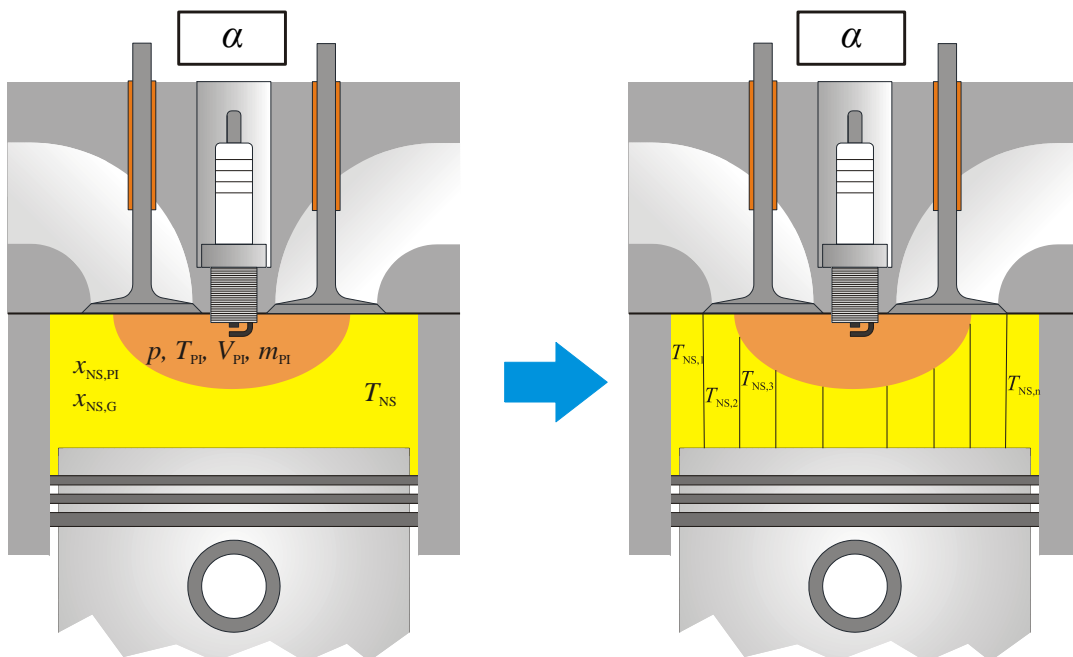
Kao što je prethodno opisano, novi model detonantnog izgaranja je podijeljen u tri podmodela: podmodel za simulaciju temperaturne raspodjele, podmodel za detekciju pojave samozapaljenja i podmodel za simulaciju detonantnog izgaranja. Za razliku od modela dotonantnog izgaranja kao što su modeli opisani u [19], [70], [71], [72] model se kalibrira podešavanjem parametara izraza koji opisuje promijenu vremena iniciranja samozapaljenja smjese u cilindru dok se novim model kalibrira podešavanjem parametara temperaturne raspodjele u neizgorjeloj zoni, a ponašanje smjese goriva i zraka je definirano posebno pripremljenim tablicama. Temperaturna raspodjela se modelira u odnosu na srednju temperaturu neizgorjele smjese \bar{T}_{NS} s tri funkcije: funkcijom promjene standardne devijacije temperature s masenim udjelom izgorjelog goriva (slika 42.), funkcijom promjene raspona relativne temperature s masenim udjelom izgorjelog goriva (izrazu (4.7)) i funkcijom koja

definira promjenu početne relativne razlike u temperaturi (parametar a i izrazu (4.7)) s najvećom standardnom devijacijom temperature (slika 43.). Funkcijom promjene standardne devijacije temperature s masenim udjelom izgorjelog goriva u cilindru je definirana promjena standardne devijacije temperature neizgorjele smjese tijekom izgaranja, a funkcijom promjene relativnog raspona temperature u odnosu na maseni udio izgorjelog goriva u cilindru i funkcijom ovisnosti parametra a iz izraza (4.3) o najvećoj standardnoj devijaciji $\sigma_{T,max}$ je definirana najveća i najmanja temperatura koja se tijekom izgaranja javlja u neizgorjeloj smjesi. Najveća standardna devijacija temperature neizgorjele smjese $\sigma_{T,max}$ je kalibracijski parametar modela, a da bi se u potpunosti definirao podmodel temperaturene raspodjele korisnik mora definirati i broj podzona n_Z zone neizgorjele smjese. Podmodelom za provjeru pojave samozapaljenja se kontrolira pomoću integrala detonantnog izgaranja pri čemu se kontrolira pojavu visokotemperaturnog (izraz (4.5)) i niskotemperaturnog samozapaljenja (izraz (4.4)). Vrijednosti vremena iniciranja samozapaljenja ($\tau_{in,VT}$ i $\tau_{in,NT}$) računaju se interpolacijom vrijednosti koje se nalaze u tablicama za gorivo. U slučaju detekcije visokotemperaturnog samozapaljenja model će kut zakreta koljenastog vratila proračunskog modela izgaranja pohraniti kao kut pojave detonantnog izgaranja ($\alpha_{det} = \alpha$), a podmodelom simulacije detonantnog izgaranja izračunati će se vrijednost intenziteta detonantnog izgaranja KI (izraz (4.11)) te će početi simulacija detonantnog izgaranja (visokotemperaturno) prema izrazu (4.7). U slučaju detekcije niskotemperaturnog samozapaljenja podmodel simulacije detonantnog izgaranja će početi simulaciju niskotemperaturnog izgaranja koja je također definirano izrazom (4.7). Dijagram toka novog modela detonantnog izgaranja pokazan je na slici 46. Novim modelom detonantnog izgaranja se nakon svakog proračunskog koraka modela izgaranja provjerava da li je u zoni neizgorjele smjese došlo do pojave samozapaljenja. Nakon što je u proračunskom trenutku α (kut zakreta koljenastog vratila) model izgaranja izračunao stanje u zoni produkata izgaranja i zoni neizgorjele smjese model detonantnog izgaranja prvo u za cijelu neizgorjelu zonu temperature \bar{T}_{NS} kontrolira pojava samozapaljenja.



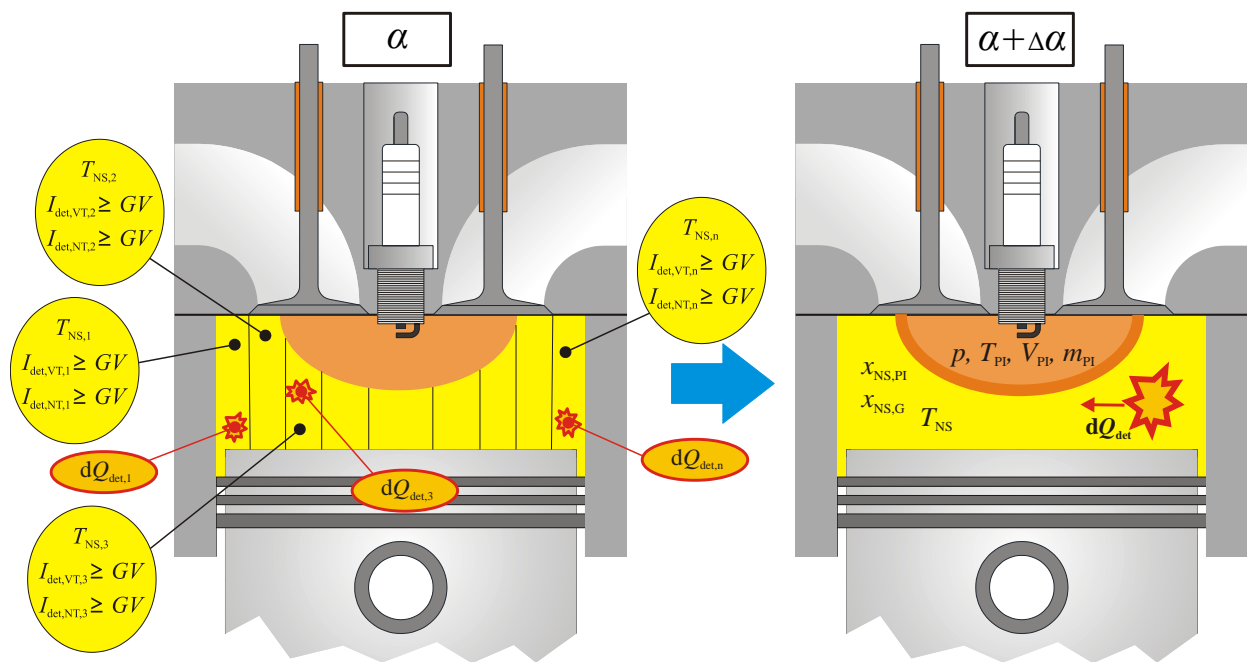
Slika 46. Dijagram toka novog modela detonantnog izgaranja

Ako se samozapaljenje nije javilo pri temperaturi \bar{T}_{NS} , tlaku $p(\alpha)$, faktoru zrak λ i masenom udjelu produkata izgaranja x_{PI} podmodelom za temperaturnu raspodjelu se neizgorjela zona dijeli na n_Z podzona (slika 47.) pri čemu sve podzone imaju jednaku masu i sastav, ali različitu temperaturu.



Slika 47. Podjela neizgorjele zone u podzone

Zatim se pojava samozapaljenja kontrolira u svakoj podzoni (slika 48.) Do pojave visokotemperaturnog ili niskotemperaturnog samozapaljenja dolazi kada integral detonantnog izgaranja premaši graničnu vrijednost. Ako se javi visokotemperaturno samozapaljenje, kut zakreta koljenastog vratila α model pohrani kao trenutak pojave detonantnog izgaranja α_{det} , a u podmodelu za simulaciju detonantnog izgaranja izračuna se intenzitet detonantnog izgaranja KI (izrazu (4.11)) te se pokrene proračun visokotemperaturnog izgaranja. Ako se javi niskotemperaturno samozapaljenje, pokreće se niskotemperaturno izgaranje pri čemu se ukupna energija podzone umanjena za omjer r_{NT} definiran izrazom (4.6). Nakon što je prekontrolirana svaka podzona neizgorjele smjese, ukupna energija oslobođena detonantnim izgaranjem, koja je prema izrazu (4.10) jednaka zbroju energija oslobođenih visokotemperaturnim ili niskotemperaturnim izgaranjem podzona, se u sljedećem proračunskom koraku modela izgaranja dodaje zoni neizgorjele smjese. Na taj način se simulira utjecaj detonirajuće podzone na ostale podzone neizgorjele smjese (slika 48.).

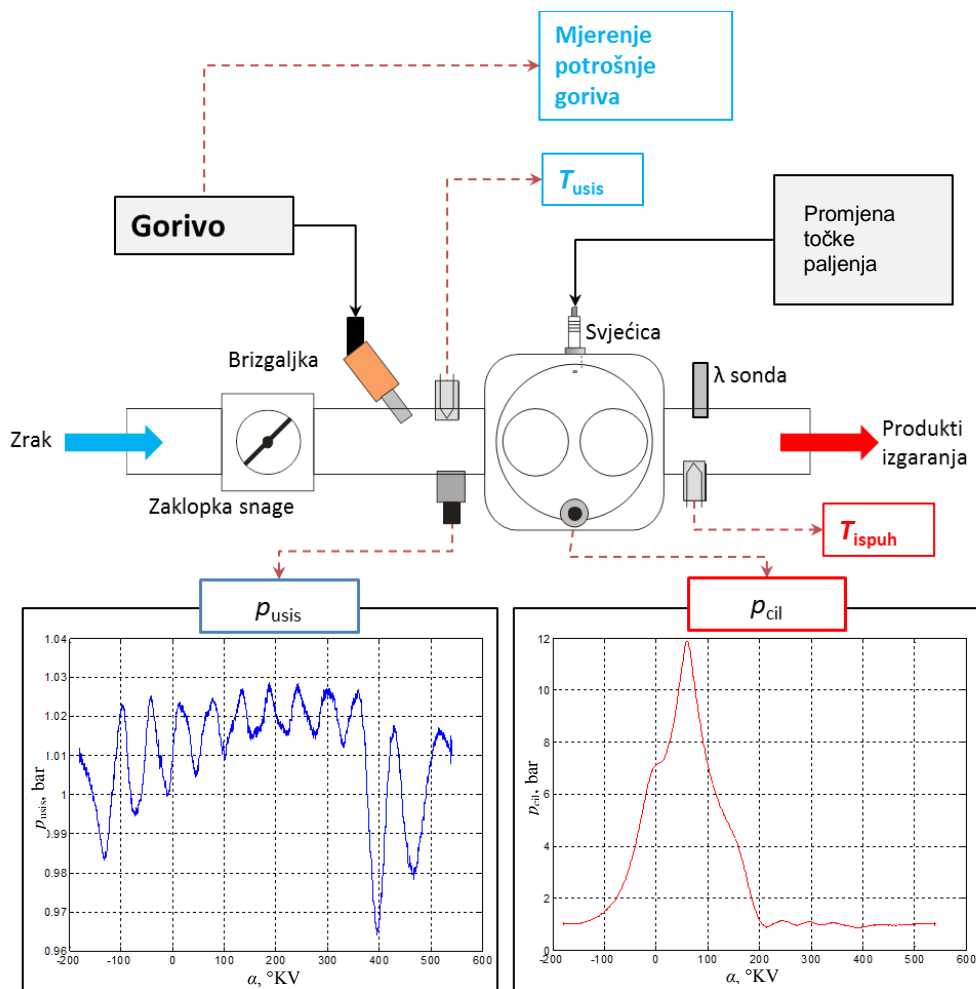


Slika 48. Provjera pojave samozapaljenja u svakoj podzoni

Potrebno je napomenuti da se kao trenutak pojave detonantnog izgaranja memorira trenutak α kada se prvi puta javi visokotemperaturno samozapaljenje te se intenzitet detonantnog izgaranja KI računa samo za taj trenutak. Osnovni parametri modela koje korisnik mora definirati su najveća standardna devijacija temperature u neizgorjeloj zoni tijekom izgaranja ($\sigma_{T,max}$) i broj podzona neizgorjele smjese (n_Z) pri čemu je $\sigma_{T,max}$ kalibracijski parametar modela. Dodatna mogućnost za kalibracijom je omogućena s korekcijom granične vrijednosti integrala detonantnog izgaranja GV koju korisnik također može zadavati.

5. Eksperimentalna analiza detonantnog izgaranja

Za validaciju novog modela detonantnog izgaranja korišteni su rezultati mjerenja provedenih na eksperimentalnom motoru Waukesha CFR F4 u Laboratoriju za analizu izgaranja Sveučilišta u Kaliforniji, Berkeley [59]. Temelj za analizu pojave detonantog izgaranja bili su podatci o profilima tlaka snimljenih indiciranjem motora. Osim tlaka u cilindru (p_{cil}), tijekom eksperimentalnih ispitivanja mjereni su tlak i temperatura u usisnoj cijevi motora (p_{usis} , T_{usis}), temperatura ispušnih plinova (T_{ispuh}) te potrošnja goriva (slika 49.). Mjerenja su provedena s tri različita goriva: metanom (CH_4), n-heptanom (C_7H_{16}) i motornim benzinom. Parametri koji su se tijekom mjerenja mijenjali su kompresijski omjer motora, tlak u usisnoj cijevi, temperatura u usisnoj cijevi te faktor zraka. Za svaku kombinaciju navedenih parametara motor se dovodilo u stanje detonantnog izgaranja pomicanjem točke paljenja (α_p).

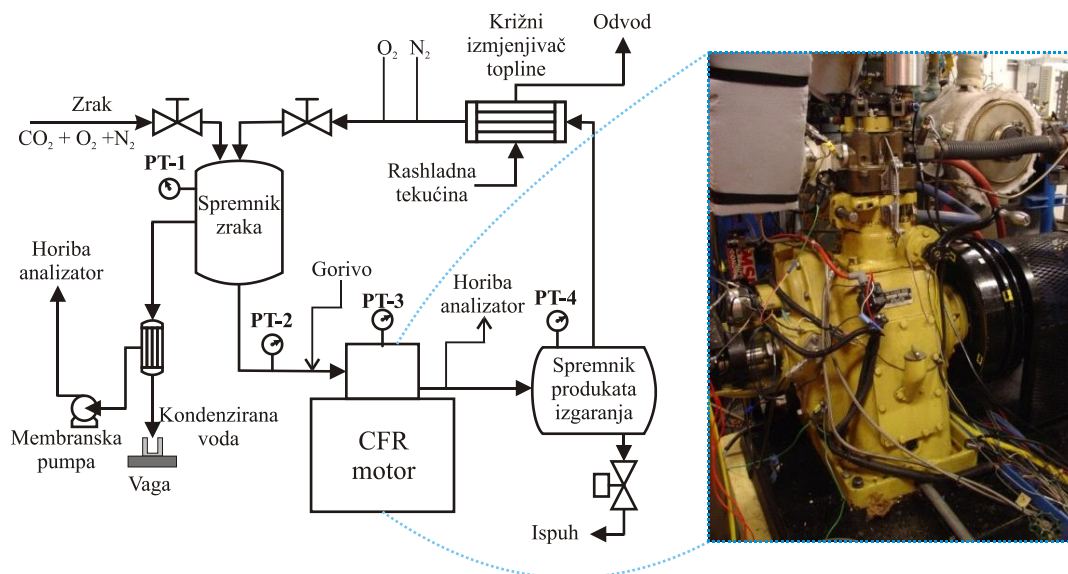


Slika 49. Veličine mjerene tijekom ispitivanja detonantnog izgaranja na jednocilindarskom eksperimentalnom motoru [78]

Cilj eksperimentalne analize je obraditi izmjerene podatke na način da se mogu koristiti za validaciju novog modela. Pri tome je potrebno napraviti termodinamičku analizu svakog procesa izgaranja i analizu pojave detonantnog izgaranja. Izmjereni tlakovi i temperature u usisnoj cijevi, te temperatura ispušnih plinova, koristiti će se kao parametri simulacijskog modela tijekom validacije.

5.1. Eksperimentalni postav

Eksperimentalni postav motora je prikazan na slici 50. Motor je opremljen brizgaljkom za gorivo smještenom u usisnoj cijevi, čime je osigurano formiranje gotovo homogene smjese u cilindru. Faktor zraka smjese se mjeri širokopojasnom λ -sondom smještenom u ispušnoj cijevi, a upravljanje brizgaljkom i točkom paljenja se izvodi programibilnom upravljačkom jedinicom MOTEC M4. Za mjerenje tlaka u cilindru i tlaka u usisnoj cijevi korišten je piezoelektrički senzor tlaka Kistler 6052B (slici 50.: PT-2 za tlak u usisnoj cijevi i PT-3 za tlak u cilindru) s rezolucijom uzorkovanja od 0,1 °KV. Tlak u usisnoj cijevi se mjerio na mjestu koje je 110 mm udaljeno od glave motora. Na taj način se smanjuje utjecaj povratnog tlačnog vala koji se javlja nakon zatvaranja usisnog ventila. Za mjerenje temperatura u usisnoj i ispušnoj cijevi korišteni su termoparovi, a potrošnja goriva je mjerena digitalnom vagom.



Slika 50. Eksperimentalni postav za ispitivanje detonantnog izgaranja s jednocilindarskim motorom Waukesha CFR F4 u Laboratoriju za analizu izgaranja Sveučilišta u Kaliforniji, Berkeley [78]

Kako bi se smanjile oscilacije tlaka u usisnom sustavu i osiguralo formiranje homogene smjese u cilindru, usisna i ispušna cijev motora su spojene sa spremnicima dovoljno velikog volumena da priguše nastale oscilacije tlaka (spremnik zraka i spremnik produkata izgaranja).

Eksperimentalni postav je opremljen i analizatorom ispušnih plinova tvrtke Horiba, no za vrijeme ispitivanja pojave detonacije i prikupljanja podataka koji su korišteni u analizi izvršenoj tijekom ovog istraživanja analizator nije korišten.

Motor CFR F4 ima bočno smještenu svjećicu čime je, zbog dugačkog puta širenja fronte plamena, sklon pojavi detonantnog izgaranja. Druga bitna značajka motora je mogućnost kontinuirane promjene kompresijskog omjera te je ta mogućnost u velikoj mjeri korištena za vrijeme ispitivanja pojave detonantnog izgaranja. Osnovne karakteristike motora su navedene u tablici 6.

Tablica 6. Značajke eksperimentalnog Waukesha CFR F4 motora

Hod klipa	114,3 mm
Promjer cilindra	82,65 mm
Duljina klipnjače	254 mm
Kompresijski omjer	4:1 do 17:1
Broj ventila	2
Trenutak otvaranja ispušnog ventila	50°KV prije DMT
Trenutak zatvaranja ispušnog ventila	15°KV nakon GMT
Trenutak otvaranja usisnog ventila	15°KV prije GMT
Trenutak zatvaranja usisnog ventila	50°KV nakon DMT

5.2. Ispitivane radne točke

Kao što je već predhodno navedeno, ispitivanja pojave detonantnog izgaranja su provedena s tri različita goriva, metanom, n-heptanom i motornim benzinom. Metan i n-heptan su goriva jednostavnog sastava te za njih postoji velik broj dobro validiranih modela kinetike kemijskih reakcija oksidacije goriva koji mogu poslužiti za izradu tablica s vremenima iniciranja samozapaljenja [33], kakve koristi ovaj novi model detonantnog izgaranja. U usporedbi s metanom i n-heptanom, tablice za benzin, zbog složenijeg sastava goriva i relativno malo validiranih mehanizama kemijske kinetike njegove oksidacije, mogu unositi značajne greške u simulacijske rezultate ponašanja goriva.

5.2.1. Podjela na radne točke i grupe radnih točaka

Radna točka sadrži proizvoljan broj radnih ciklusa motora kod kojih su **konstantni** sljedeći parametri: kompresijski omjer ε , brzina vrtnje n , faktor zraka λ , tlak u usisnoj cijevi p_{usis} , temperatura u usisnoj cijevi T_{usis} . **Točka paljenja** α_p je **varirana** s ciljem da se pronade njen optimalan trenutak prema razmatranom kriteriju (najveći indicirani stupanj djelovanja ili granica detonantnog izgaranja).

Grupa radnih točaka sadrži radne točke koje se međusobno **razlikuju** po *barem jednom* od sljedećih parametara: kompresijski omjer ε , brzina vrtnje n , faktor zraka λ , tlak u usisnoj cijevi p_{usis} , temperatura u usisnoj cijevi T_{usis} .

5.2.2. Ispitivana goriva

Ispitivanja pojave detonantnog izgaranja su provedena s tri vrste goriva, a sukladno vrsti goriva radne točke su označene s M (metan), H (n-heptan) i B (motorni benzin).

Metan je kao gorivo vrlo otporan na pojavu detonantnog izgaranja (IOB 120) i nema izraženu pojavu niskotemperaturne oksidacije goriva. Mjerenja s metanom su vršena pri konstantnom kompresijskom omjeru (ε) i konstantnoj brzini vrtnje ($n = 1200$ 1/min). Stoga je radna točka definirana tlakom i temperaturom u usisnoj cijevi (p_{usis} , T_{usis}) te faktorom zraka (λ). U svakoj radnoj točki motor je doveden u stanje detonantnog izgaranja pomicanjem točke paljenja α_p . Rezultati mjerenja radnih točaka, s podjelom u grupe (M1 do M6) nalaze se u tablici 7.

Tablica 7. Radne točke s metanom

Radna točka	n , 1/min	p_{usis} , bar	T_{usis} , °C	λ	ε	α_p , °KV prije GMT
M1	1200	1,1	50,7	0,9	12	25, 30, 34, 36, 38, 40, 42, 44
M2	1200	1,1	48	1	12	10, 30, 35, 37, 39, 41
M3	1200	1,1	52,3	1,05	12	25, 32, 34, 36, 38
M4	1200	1,35	46	1	12	20, 25, 27, 29, 31
M5	1200	1,35	48	1,05	12	20, 30, 33, 35
M6	1200	1,68	46	1	12	10, 15, 18, 20

Za svaku radnu točku, nakon što se stabilizirala, snimljeno je u prosjeku 1000 ciklusa, a tijekom mjerenja s metanom snimljene su kombinacije od ukupno 32 radne točke.

Gorivo **n-heptan** je vrlo sklono detonantnom izgaranju (IOB 0) te se kod određivanja oktanske vrijednosti goriva koristi kao komponenta referentnog goriva koja je izrazito sklona detonantnom izgaranju. Za razliku od metana ima izraženu pojavu niskotemperaturne oksidacije te može poslužiti za validaciju podmodela pojave samozapaljenja pri simulaciji niskotemperaturne oksidacije goriva.

Kako je n-heptan vrlo sklon detonantnom izgaranju, da bi se izbjegla oštećenja motora, kod radnih točaka kod kojih je pojava detonantnog izgaranja bila izrazito jaka snimljeno je u prosjeku po 300 ciklusa, a kod stanja radnih točaka s manjim intenzitetom detonantnog izgaranja prosječni broj ciklusa bio je 500. Kako radne točke kod kojih nije bilo pojave detonantnog izgaranja nisu od interesa za ovo istraživanje, za takve točke je također izmjereno samo po 300 ciklusa.

Mjerenja s n-heptanom su provedena sa stehiometrijskom smjesom ($\lambda = 1$) pri konstantnom tlaku i temperaturi u usisnoj cijevi. Za vrijeme mjerenja mijenjao se kompresijski omjer (ε), brzina vrtnje (n) i točka paljenja (α_p). Radne točke se razlikuju po brzini vrtnje i kompresijskom omjeru. Rezultati mjerenja s n-heptanom kao gorivom nalaze se u tablici 8.

Tablica 8. Radne točke s n-heptanom

Radna točka	n , 1/min	p_{usis} , bar	T_{usis} , °C	λ	ε	α_p , °KV prije GMT
H1	900	1,01	32,4	1	5	7, 10, 13, 16, 18
H2		1,01	32,5	1	5,5	5, 8, 11, 13
H3	1200	1,01	31,4	1	5	5, 10, 15, 18, 21
H4		1,01	31,5	1	5,5	5, 10, 13, 16

Da bi se novi model detonantnog izgaranja mogao validirati s realnim gorivom kakvo se uobičajeno koristi kod Ottovih motora, napravljena su mjerenja s **motornim benzinom** oktanske vrijednosti AKI = 91, kupljenog na obližnjoj benzinskoj postaji. AKI (izraz (5.1)) je srednja vrijednosti između IOB i MOB goriva i uobičajan je način označavanja kvalitete goriva u Sjedinjenim Američkim Državama i Kanadi.

$$AKI = \frac{IOB + MOB}{2} \quad (5.1)$$

Sva mjerenja s benzinom su provedena sa stehiometrijskom smjesom ($\lambda = 1$) pri čemu je mijenjan kompresijski omjer, brzina vrtnje, tlak i temperatura u usisnoj cijevi te točka paljenja. Radne točke su grupirane po brzini vrtnje, tlaku i temperaturi u usisnoj cijevi, a radna točka u određenoj grupi točaka je definirana kompresijskim omjerom. Sve radne točke izmjerene s benzinom nalaze se u tablici 9.

Tablica 9. Radne točke s benzinom

Grupa radnih točaka	n , 1/min	p_{usis} , bar	T_{usis} , °C	λ	ε	α_p , °KV prije GMT
B1	900	1,01	32	1	8	5, 10, 15, 18, 20, 22
					9	5, 10, 13, 15, 17
					10	5, 8, 10, 12
					11	0, 5, 7
B2	1200	1,01	32	1	8	10, 15, 20, 22, 24, 26
					9	10, 13, 16, 19, 21
					10	0, 5, 10, 13, 16
B3	900	1,15	65	1	8	0, 5, 8, 10, 12
					9	0, 3, 5, 6, 7
					10	-7, -3, 0, 2
					11	-10, -5, -3, -1

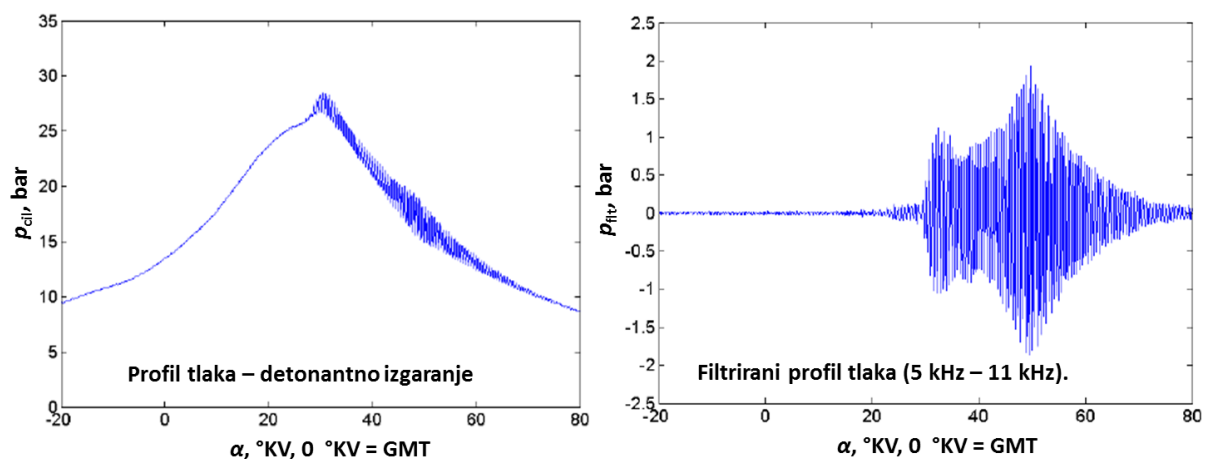
Kod radnih točaka kod kojih je pojava detonantnog izgaranja bila većeg intenziteta i kod radnih točaka koje nisu pokazivale sklonost detonantnom izgaranju snimljeno je približno po 300 ciklusa, dok je kod radnih točaka s manjim intenzitetom detonantnog izgaranja snimljeno u prosjeku po 500 ciklusa.

5.3. Analiza pojave detonantnog izgaranja

Pojava detonantnog izgaranja je analizirana na svim izmjerenim radnim točkama. Za eksperimentalnu analizu detonantnog izgaranja postoje mnoge metode koje se prema [21] mogu podijeliti na direktne i indirektno metode. Direktne metode se zasnivaju na analizi izmjerenih pojava u cilindru kao što su promijena tlaka [22], [23], [24], [27], ionskih struja i emisije svjetlosti [16], [17], [18], [49], a indirektno metode se zasnivaju na mjerenju zvuka motora [76] i vibracija bloka motora [77]. Kako je tijekom ispitivanja pojave detonantnog izgaranja u eksperimentalnom CFR motoru mjerena tlak u cilindru, analiza detonantnog izgaranja je napravljena na temelju izmjerenih profila tlaka u cilindru. To je jedna od vrlo čestih metoda istraživanja pojave detonantnog izgaranja i primijenjena je u brojnim istraživanjima [22], [23], [24], [27], [46], [70], [79]. Osim toga, to je i uobičajen način kalibriranja sustava za detekciju detonantnog izgaranja pri optimiranju parametara upravljačke jedinice na Ottovim motorima [80].

Kako je već ranije pokazano, detonantno izgaranje se na izmjerenim profilima tlaka prepoznaje po visokofrekventnim oscilacijama snimljenog profila koji su uzrokovani rezonantnim tlačnim valovima u cilindru motora. Stoga se kod analize pojave detonantnog izgaranja na temelju profila tlaka u cilindru analiziraju samo visokofrekventne oscilacije tlaka.

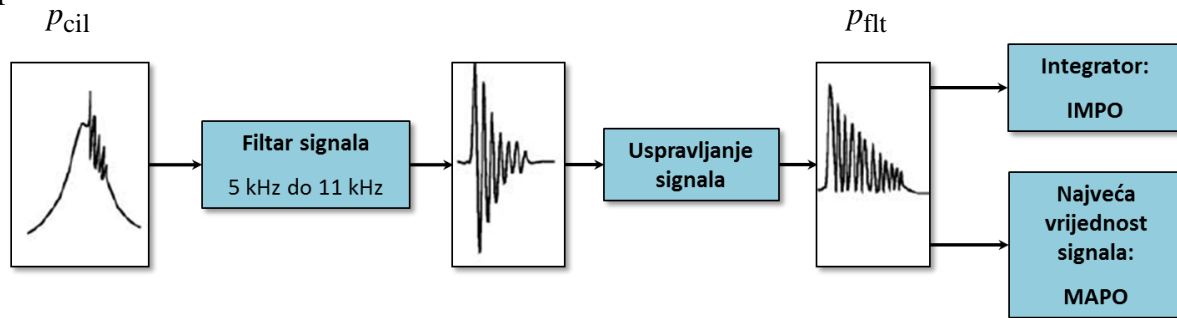
Profil tlaka u cilindru svakog od snimljenih ciklusa je filtriran u frekvencijskom području rezonantnih frekvencija smjese u cilindru, koje za eksperimentalni motor na kojem su provedena ispitivanja leži u području od 5 kHz do 11 kHz (slika 51.). Filtriranjem izmjerenog profila tlaka iz snimljenog profila se izdvaja samo dio koji se nalazi u frekvencijskom području filtra.



Slika 51. Osnovni i filtrirani profil tlaka ciklusa s pojavom detonantnog izgaranja

Navedeni raspon frekvencija je određen brzim Fourierovim transformacijom (FFT – *Fast Fourier transformation*) velikog broja detonirajućih ciklusa izmjerenih na korištenom motoru [22].

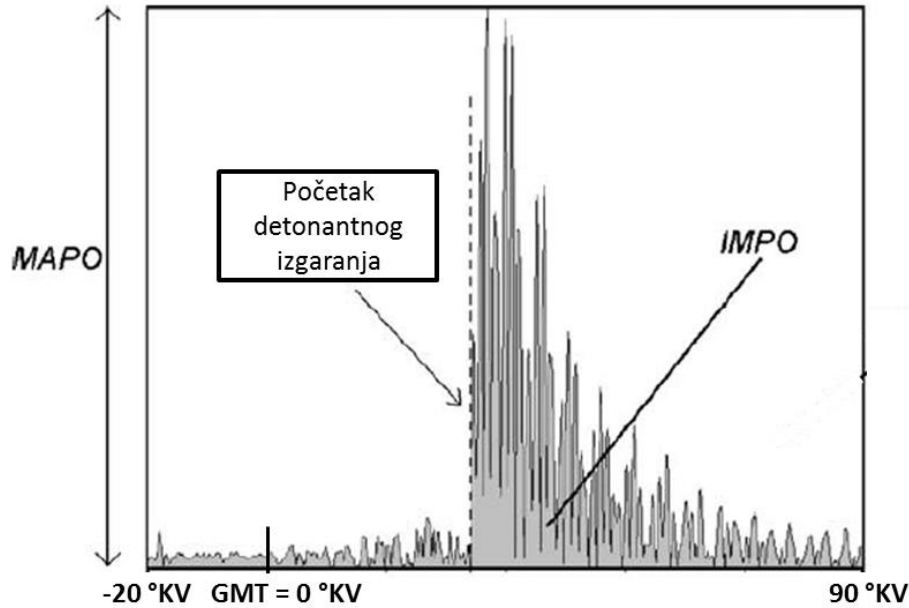
Obrada izmjerenih podataka vršena je prema metodologiji opisanoj u [23] i shematski je prikazana na slici 52.



Slika 52. Shematski prikaz metodologije analiziranja pojave detonantnog izgaranja na temelju podataka o profilu tlaka u cilindru

Prema [23] osnovni profil tlaka svakog ciklusa prvo je filtriran u području rezonantnih frekvencija smjese u cilindru motora. Filtrirani profil tlaka obuhvaća samo oscilacije tlaka unutar filtriranog frekvencijskog područja, a one korespondiraju s frekvencijama oscilacija tlaka uzrokovanih detonantnim izgaranjem. Sljedeći korak je uspravljanje filtriranog signala te identifikacija pojave i procjena intenziteta detonantnog izgaranja na temelju tog uspravljenog filtriranog signala tlaka p_{flt} (slika 52.). Uspravljenog signala podrazumjeva konverziju negativnih vrijednosti filtriranog signala tlaka u pozitivne vrijednosti.

Kao mjera intenziteta detonantnog izgaranja korišteni su indikatori *MAPO* i *IMPO*, a vrijednosti indeksa su provjeravane u području zakreta koljenastog vratila od 20 °KV prije GMT pa do 90 °KV nakon GMT (slika 53.).



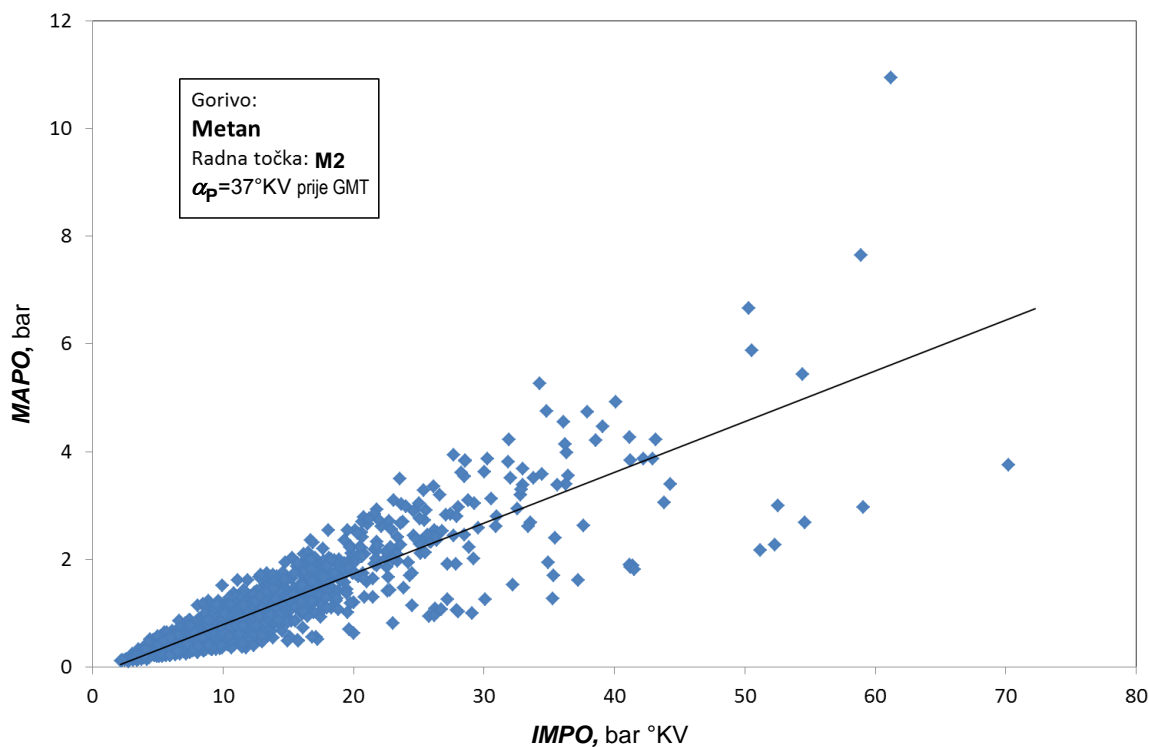
Slika 53. Indeksi za procjenu intenziteta detonantnog izgaranja

$MAPO$ je najveća amplituda oscilacija tlaka jednog ciklusa (izraz (5.2)), a $IMPO$ je integral oscilacija tlaka za jedan radni ciklus i predstavlja energiju oscilacija tlaka (izraz (5.3)). Uobičajena mjerna jedinica za $MAPO$ je bar, a za $IMPO$ je bar · deg.

$$MAPO = \max \left[\left| p_{flt}(\alpha) \right| \right]_{GMT-20^{\circ}KV}^{GMT+90^{\circ}KV} \quad (5.2)$$

$$IMPO = \int_{GMT-20^{\circ}KV}^{GMT+90^{\circ}KV} |p_{flt}(\alpha)| d\alpha \quad (5.3)$$

Usporedbe indikatora detonantnog izgaranja $MAPO$ i $IMPO$ su pokazale da između njih postoji dobra korelacija, što je jasno vidljivo na dijagramu prikazanom na slici 54. Premda je na ovoj slici pokazan odnos između $MAPO$ i $IMPO$ samo za radnu točku M2 s točkom paljenja $\alpha_p = 37^{\circ}KV$ prije GMT, s metanom kao pogonskim gorivom (tablica 7.), sličan trend je uočen i u svim drugim izmjenjenim radnim točkama. Ovakav odnos indikatora $MAPO$ i $IMPO$ zapazili su u svom istraživanju i Diana et al. [81]. Stoga je za validaciju novog modela detonantnog izgaranja dovoljno koristiti samo jedan od dva navedena indikatora. $MAPO$ je u literaturi češće primjenjivan, pa će se i u ovom istraživanju validacija modela obaviti na temelju analize detonantnog izgaranja indikatorom $MAPO$.



Slika 54. Usporedba indeksa *MAPO* i *IMPO* obrađenih profila tlaka izmjenjenih u radnoj točki M2 ($\alpha_p = 37^\circ \text{KV}$ prije GMT)

Neka od istraživanja u kojima se za eksperimentalnu analizu detonantnog izgaranja koristio *MAPO* opisana su u [71], [82], [83].

Da bi se analizirani ciklus mogao klasificirati ili kao detonirajući ili kao nedetonirajući, potrebno je definirati graničnu vrijednost *MAPO*. Međutim, granična vrijednost *MAPO* nije jedinstvena za sve motore nego ovisi o konkretnom motoru, korištenoj mjernoj opremi, filtru signala koji je korišten pri obradi izmjerenih vrijednosti te radnim uvjetima motora (brzina vrtnje i opterećenje). Prijašnjim analizama granične vrijednosti *MAPO*, provedenim u Laboratoriju za analizu izgaranja Sveučilišta u Kaliforniji, Berkeley [59], [78], utvrđeno je da je za sve izmjerene radne točke korištene u ovom istraživanju granična vrijednost *MAPO* od 1 bar zadovoljavajuća, jer će se njome izbjeći područje oscilacija tlaka koje su rezultat smetnji kod mjerenja. Stoga će svaki ciklus kod kojega je zabilježena *MAPO* vrijednost veća od 1 bar biti kategoriziran kao detonirajući ciklus.

Zbog cikličkih varijacija u izgaranju, koje su kod Ottovih motora poprilično izražene, procjena samo jednog ciklusa ispitivane radne točke nije dovoljna za razlikovanje detonirajućih radnih točaka od nedetonirajućih. Kako bi se određena radna točka klasificirala kao radna točka koja se nalazi iznad ili ispod granice pojave detonantnog izgaranja, treba provjeriti učestalost pojave detonirajućih ciklusa i to na većem broju radnih ciklusa. Na taj

način sigurna detekcija detonatnog izgaranja može sljediti iz dovoljne učestalosti detonirajućih radnih ciklusa [46], [79], [80]. U nastavku je napravljena analiza pojave detonantnog izgaranja kod izmjerenih ciklusa.

5.3.1. Pogon motora metanom

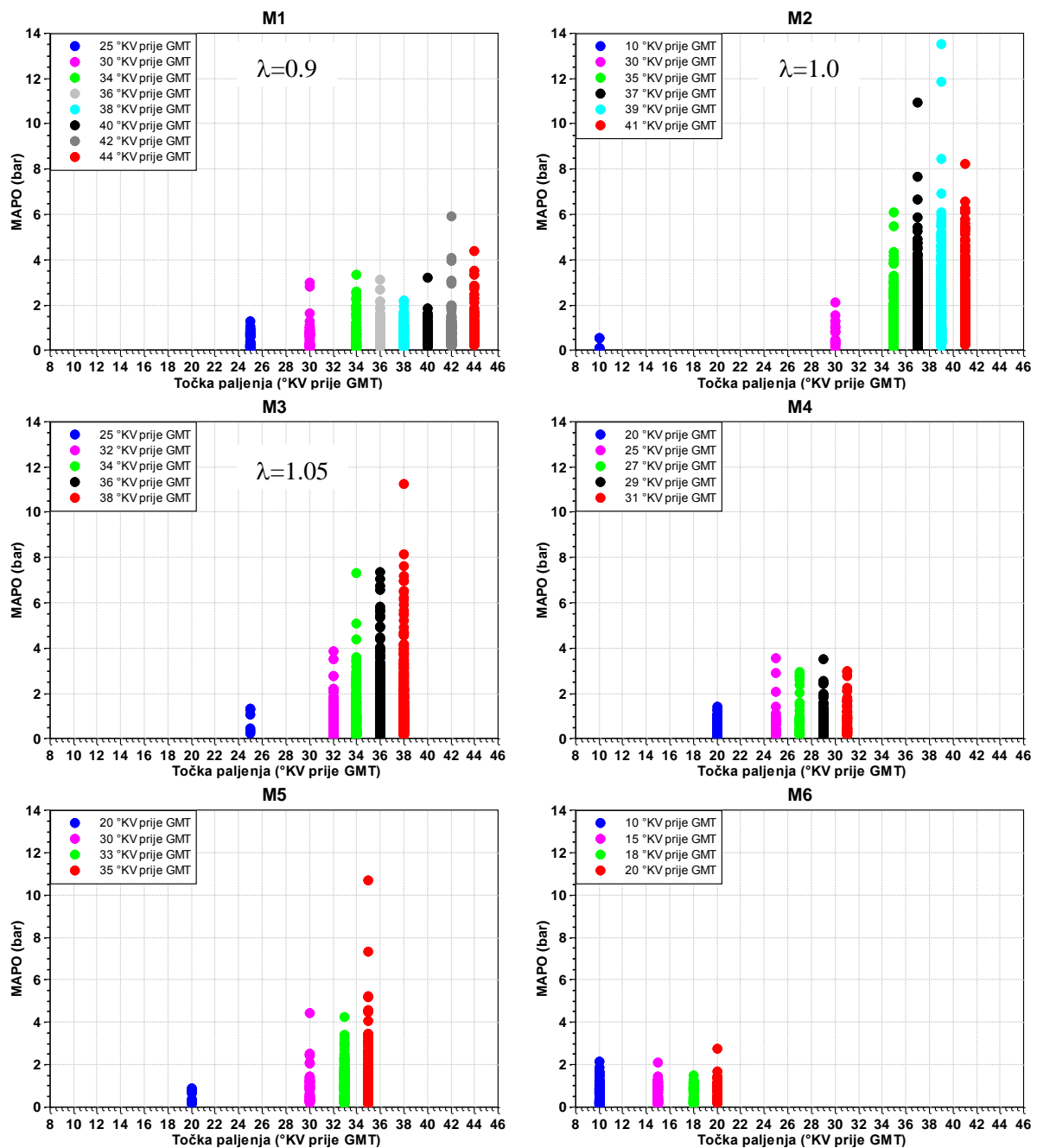
S metanom je izmjereno šest radnih točaka, M1 do M6 (tablica 7.). Za vrijeme mjerenja brzina vrtnje motora je iznosila $n = 1200$ 1/min, a kompresijski omjer motora je bio $\varepsilon = 12$. Izmjerena temperatura u usisnoj cijevi se neznatno razlikovala i varirala je u rasponu od 46 °C do 52 °C. Radne točke se razlikuju po tlaku u usisnoj cijevi (p_{usis}) i faktoru zraka smjese (λ). U tablici 10 su navedene razlike u parametrima radnih točaka. Izmjereno je ukupno 31.300 ciklusa.

Tablica 10. Radne točke s metanom: $n = 1200$ 1/min; $\varepsilon = 12$

Radna točka	p_{usis} , bar	T_{usis} , °C	λ
M1	1,1	50,7	0,9
M2	1,1	48	1
M3	1,1	52,3	1,05
M4	1,35	46	1
M5	1,35	48	1,05
M6	1,68	46	1

Tijekom mjerenja, tlak i temperatura u usisnoj cijevi te faktor zraka smjese su držani konstantnima, a motor se dovodio u stanje detonantnog izgaranja pomicanjem točke paljenja. Na dijagramima na slici 55. su prikazane vrijednosti *MAPO* svih ciklusa u pojedinim radnim točkama. Vrijednosti točke paljenja α_P iskazane su kutom zakreta koljenastog vratila prije GMT. Svaki dijagram na slici 55. predstavlja jednu radnu točku, pri čemu pojedina boja označava pojedinu točku paljenja (α_P), a svaki kružić predstavlja jedan ciklus. Uočljivo je da je pojava detonantnog izgaranja ovisna o parametrima radnih točaka. Na obrađenim rezultatima koje prikazuju ovi dijagrami može se analizirati prvenstveno utjecaj faktora zraka

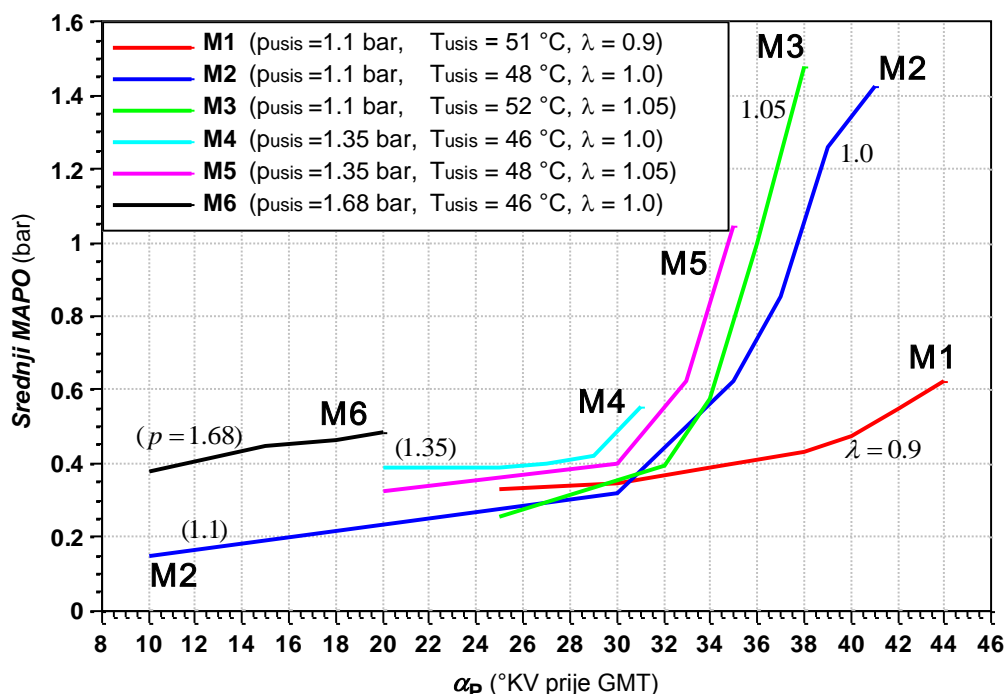
na pojavu detonantnog izgaranja. Taj se utjecaj može uočiti usporedbom dijagrama M1, M2 i M3. Vidljivo je da su vrijednosti *MAPO* veće, te da je i njegovo rasipanje veće, kod približno stehiometrijske smjese (M2 i M3).



Slika 55. Metan: vrijednosti *MAPO* svih ciklusa u pojedinim radnim točkama

Nadalje se uočava da se također kod približno stehiometrijske smjese (M2, M3) pri istoj točki paljenja ($\alpha_p = 32$ do 38 °KV prije GMT) pojavljuju znatno više vrijednosti *MAPO* nego što je to kod bogate smjese (M1). Kod bogate smjese (M1) *MAPO* nije dostigao tako visoke vrijednosti, premda je temperatura u usisnoj cijevi bila nešto viša. Dakle, stehiometrijska smjesa ima veći intenzitet detonantnog izgaranja od bogate.

Zaključivanje o utjecaju tlaka u usisnoj cijevi, tj. tlaka prednabijanja (M2, M4, M6), nije moguće jer se područja točaka paljenja tih radnih točaka međusobno gotovo potpuno razilaze. Ipak, trendovi se mogu uočiti na dijagramu pokazanom na slici 56.



Slika 56. Metan: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka u ovisnosti o točki paljenja α_p

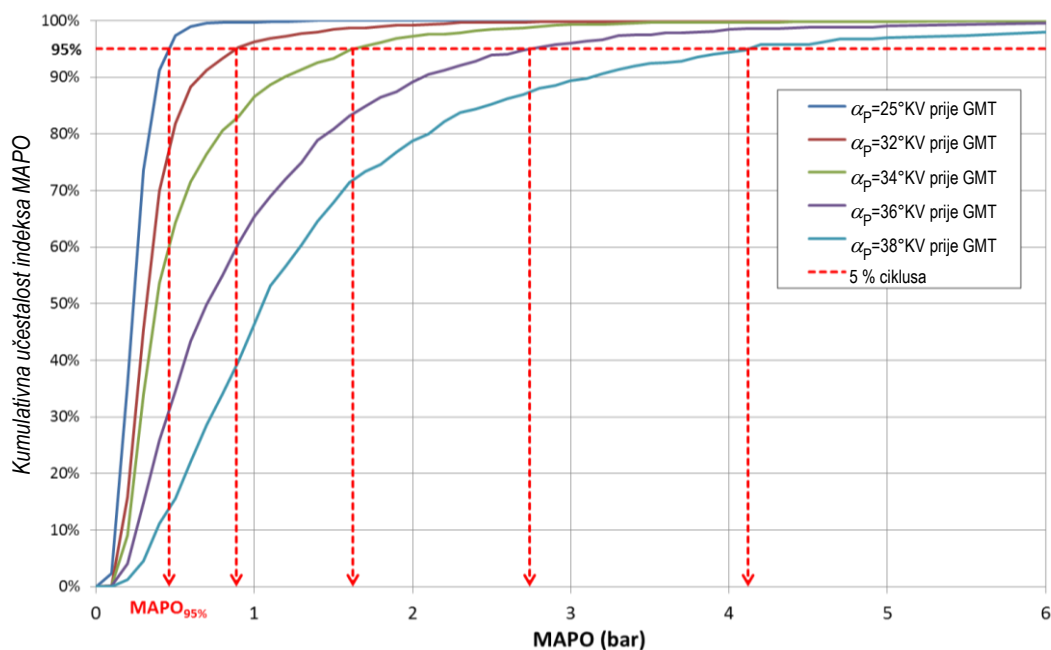
Promotrite li se radne točke M1, M2 i M3 koje se razlikuju po malim promjenama faktora zraka ($\lambda = 0,9; 1,0; 1,05$). Vidi se da nakon što točka paljenja (α_p) premaši izvjesnu granicu (približno 35 °KV prije GMT), ove relativno male razlike u faktoru zraka imaju za posljedicu velike promjene srednjih vrijednosti MAPO, dakle i intenziteta detonantnog izgaranja. Također se uočava da će pojava detonantnog izgaranja biti izglednija, i s najvećim intenzitetom, kad je smjesa približno stehiometrijskaog sastava.

Promotrite li se nadalje tri radne točke, M2, M4 i M6, u kojima je variran samo tlak u usisnoj cijevi, vidi se da (pri istoj točki paljenja α_p) s povećanjem tlaka u usisnoj cijevi raste srednja vrijednost MAPO. To znači da s povećanjem tlaka prednabijanja raste i vjerojatnost pojave detonacije, odnosno intenzitet detonantnog izgaranja.

Na temelju dijagrama na slici 56. može se približno odrediti granična točka paljenja za pojavu detonantnog izgaranja $\alpha_{p, det}$ (engleska oznaka i naziv: *KLST – Knock Limit Spark Timing*) nakon kojega daljnjim odmicanja točke paljenja od GMT (u smjeru ranijeg paljenja) dolazi do naglog porasta intenziteta detonantnog izgaranja. Kako bi se točno odredila granična točka

paljenja za pojavu detonantnog izgaranja $\alpha_{p,det}$ potrebno je definirati kriterij prema kojem se izgaranje klasificira kao detonantno, kao i analizirati učestalost pojave granične vrijednosti $MAPO$. Kriterij za granične uvjete pojave detonantnog ovisi o konkretnom tipu motora. Prema [70] i [80] se za određenu radnu točku graničnom točkom paljenja za pojavu detonantnog izgaranja uobičajeno smatra ona kod koje je 5 % analiziranih ciklusa klasificirano kao detonirajući ciklusi.

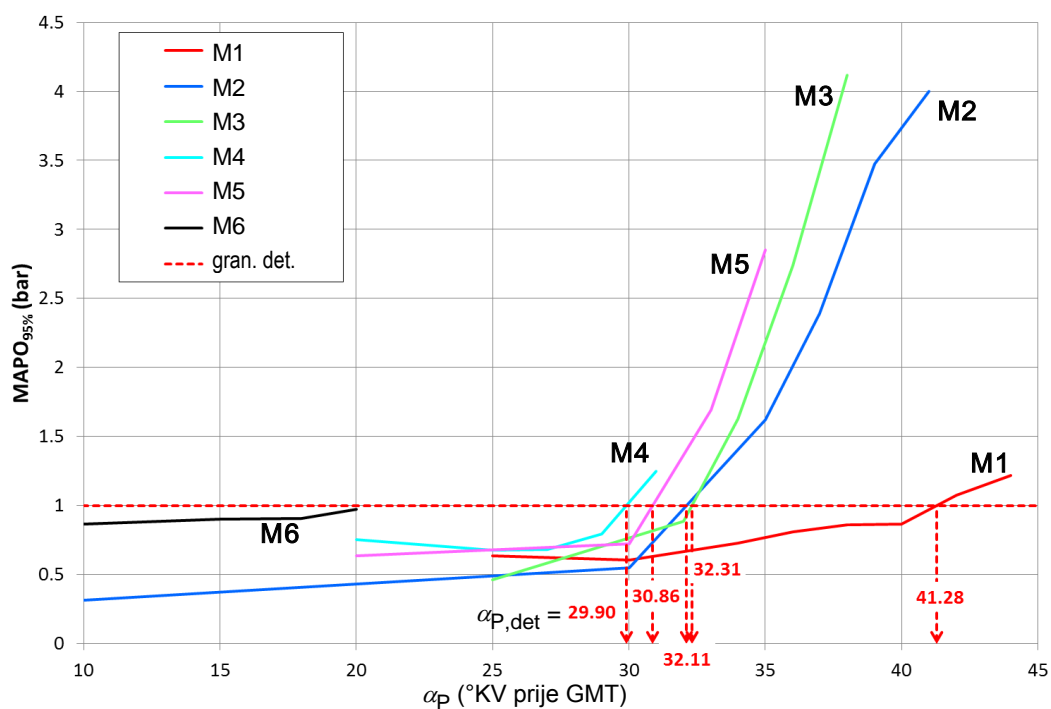
Na slici 57. prikazana je kumulativna učestalost određenih vrijednosti $MAPO$ za radnu točku M3. Kumulativna učestalost se izračuna integriranjem raspodjele vrijednosti $MAPO$ po ciklusima radne točke kod određene točke paljenja. Vrijednost $MAPO_{95\%}$ je vrijednost indeksa $MAPO$ ispod koje se nalazi 95 % vrijednosti $MAPO$ analiziranih ciklusa određene radne točke motora s određenom točkom paljenja. To znači da samo 5 % ciklusa ima vrijednost $MAPO$ veću od $MAPO_{95\%}$.



Slika 57. Metan: kumulativna učestalost pojave $MAPO$ za radnu točku M3

Kako je kriterij za granicu detonantnog izgaranja uvjet da najmanje 5 % snimljenih ciklusa mora biti klasificirano kao detonirajući ciklusi, na temelju rezultata analize prikazanih slikom 57. moguće je preko vrijednosti $MAPO_{95\%}$ odrediti graničnu točku paljenja za pojavu detonantnog izgaranja. Prema kriteriju za granicu detonantnog izgaranja vrijednost indeksa $MAPO_{95\%}$ je 1 bar. To znači da 5 % od analiziranih ciklusa ima vrijednost $MAPO$ veću od 1 bar. Na slici 58. prikazana je promjena $MAPO_{95\%}$ za sve izmjerene radne točke za vrijeme pogona eksperimentalnog motora metanom. Na slici je horizontalnom crvenom isprekidanom linijom nacrtana granica pojave detonantnog izgaranja ($MAPO_{95\%} = 1$ bar) te pripadajuće

vrijednosti točka paljenja $\alpha_{P,det}$ (za svaku radnu točku). Za svih šest radnih točaka granične vrijednosti točke paljenja za radne točke s metanom navedene su i u tablici 11.



Slika 58. Metan: određivanje granične točke paljenja $\alpha_{P,det}$ za sve analizirane radne točke

Tablica 11. Granične vrijednosti točke paljenja $\alpha_{P,det}$ za pojavu detonantnog izgaranja pri pogonu motora metanom, za svih šest radnih točaka

Radna točka	$\alpha_{P,det}$, °KV prije GMT
M1	41,3
M2	32,1
M3	32,3
M4	29,9
M5	30,9
M6	Ne ulazi u detonantno područje

5.3.2. Pogon motora n-heptanom

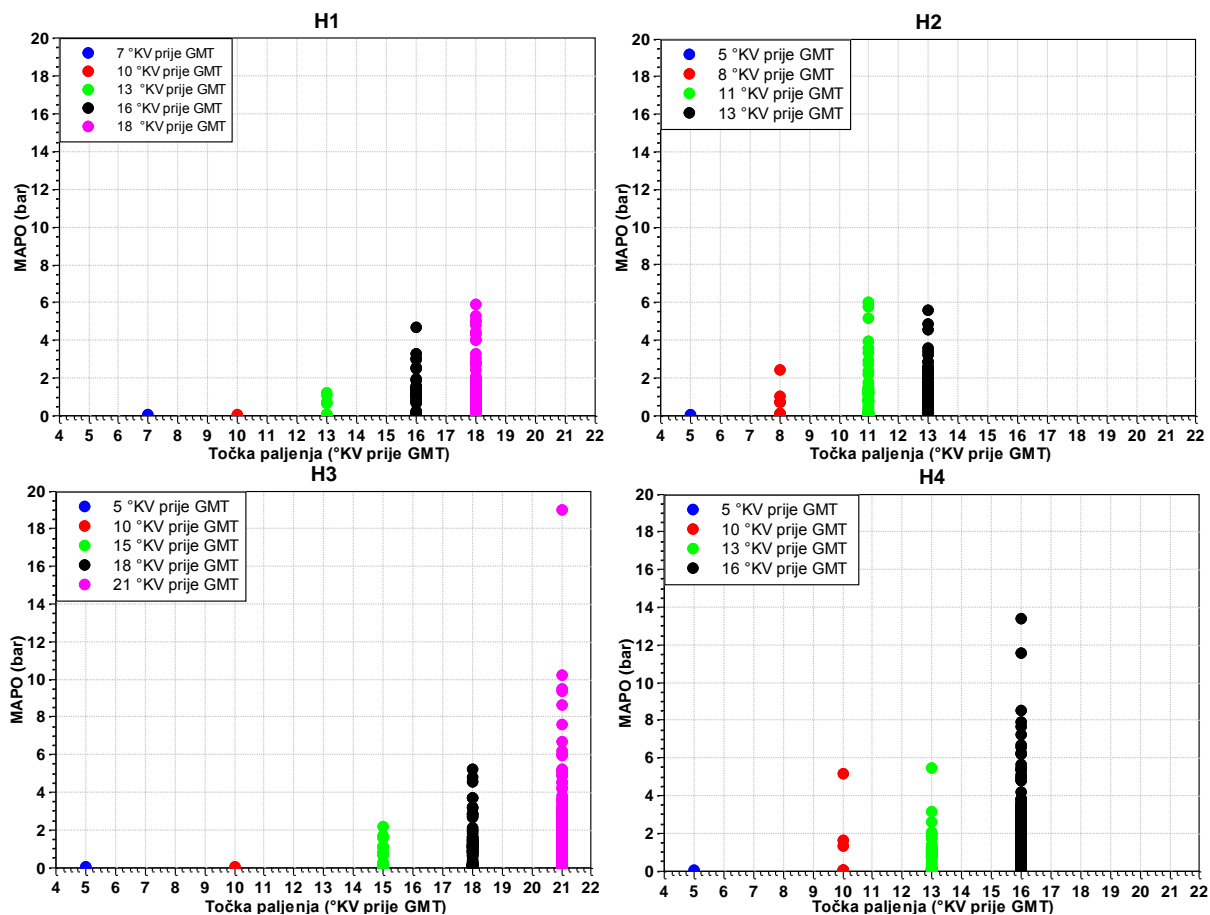
Kod pogona eksperimentalnog motora n-heptanom izmjerene su četiri radne točke, H1 do H4 (tablica 8.). Za vrijeme mjerenja tlak i temperatura u usisnoj cijevi te faktor zraka nisu mijenjani. Tlak u usisnoj cijevi je bio $p_{\text{usis}} = 1,01$ bar, temperatura $T_{\text{usis}} = 32$ °C, a smjesa je bila stehiometrijska ($\lambda = 1$). Radne točke se razlikuju po brzini vrtnje motora n i po kompresijskom omjeru ε (tablica 12.). Ukupno je s n-heptanom izmjereno 10.800 ciklusa.

Tablica 12. Radne točke s n-heptanom

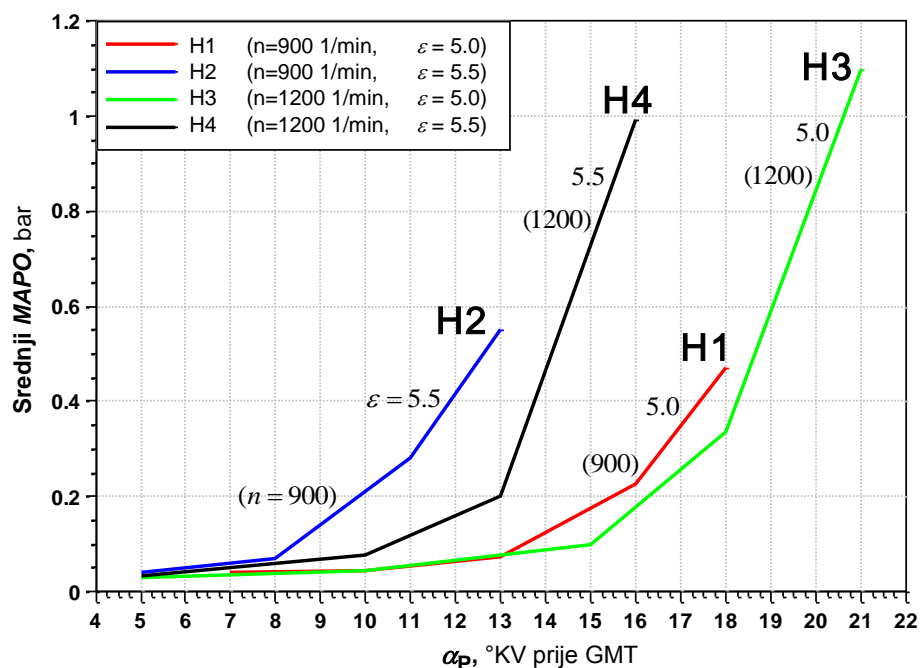
Radna točka	n , 1/min	ε
H1	900	5
H2	900	5,5
H3	1200	5
H4	1200	5,5

Tijekom mjerenja svake radne točke motor se u stanje detonantnog izgaranja dovodio pomicanjem točke paljenja. Promjena kompresijskog omjera nije značajno velika zbog velike osjetljivosti n-heptana na promjenu uvjeta u cilindru. Na slici 59. su prikazane vrijednosti *MAPO* za sve radne točke obrađene na isti način kao kod metana, a na slici 60. pokazana je ovisnost srednje vrijednosti *MAPO* izmjerenih ciklusa svih obrađenih radnih točaka u ovisnosti o točki paljenja α_p . Ako se međusobno usporede radne točke H1 i H2, te opet posebno točke H3 i H4, uočljivo je da se s povećanjem kompresijskog omjera ε za samo 0,5 vrijednosti *MAPO* značajno pomiču prema GMT.

Takvo ponašanje ispitivanih radnih točaka upućuje na već spomenutu veliku sklonost n-heptana detonantnom izgaranju. Utjecaj brzine vrtnje se može uočiti međusobnim uspoređivanjem radnih točaka H1 i H3, te međusobnim uspoređivanjem točaka H2 i H4. Kako H3 ima veću brzinu vrtnje od H1, vidljivo je da se povećanjem brzine vrtnje sklonost detonantnom izgaranju smanjuje. Do istog zaključka se može doći i usporedbom radnih točaka H2 i H4.

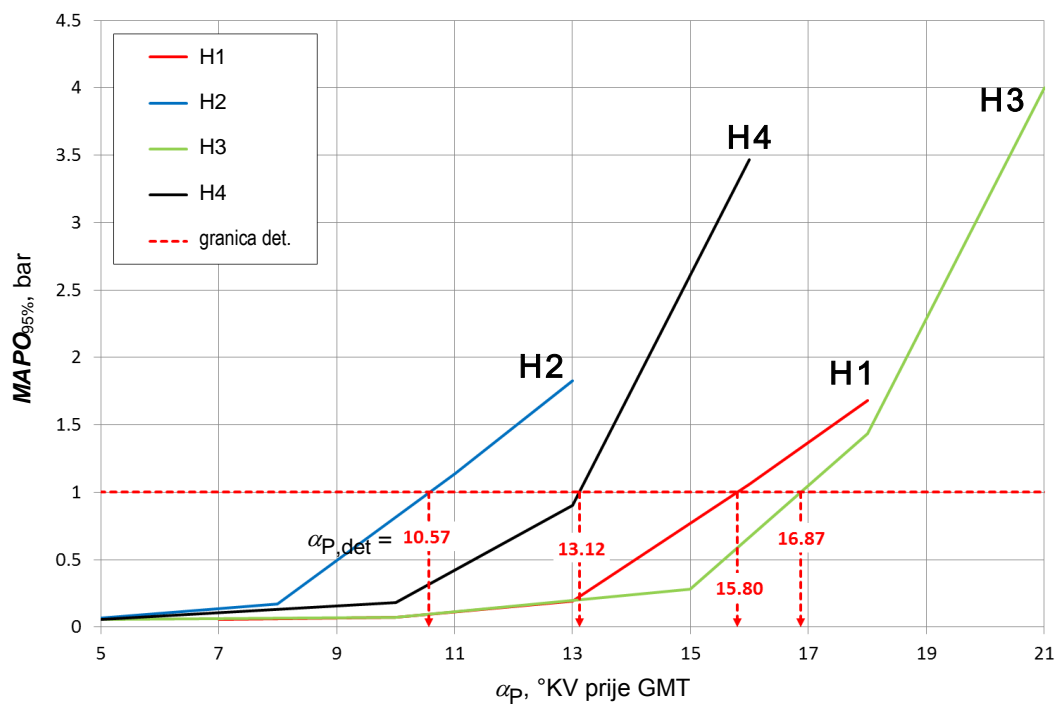


Slika 59. N-heptan: MAPO vrijednosti svih ciklusa izmjerenih radnih točaka



Slika 60. N-heptan: srednja vrijednost MAPO svih izmjerenih radnih točaka

Granične točke paljenja $\alpha_{p,det}$, određene na način prethodno opisan kod analize radnih točaka s metanom, prikazane su na slici 61.



Slika 61. N-heptan: Određivanje granične točke paljenja za pojavu detonantnog izgaranja $\alpha_{P,det}$ za sve analizirane radne točke

Vrijednosti graničnih točaka paljenja prema postupku pokazanom na slici za sve izmjerene radne točke dane su u tablici 13.

Tablica 13. Granične vrijednosti točke paljenja $\alpha_{P,det}$ za pojavu detonantnog izgaranja pri pogonu motora n-heptanom

Radna točka	$\alpha_{P,det}$, °KV prije GMT
H1	15,8
H2	10,6
H3	16,9
H4	13,1

5.3.3. Pogon motora benzinom

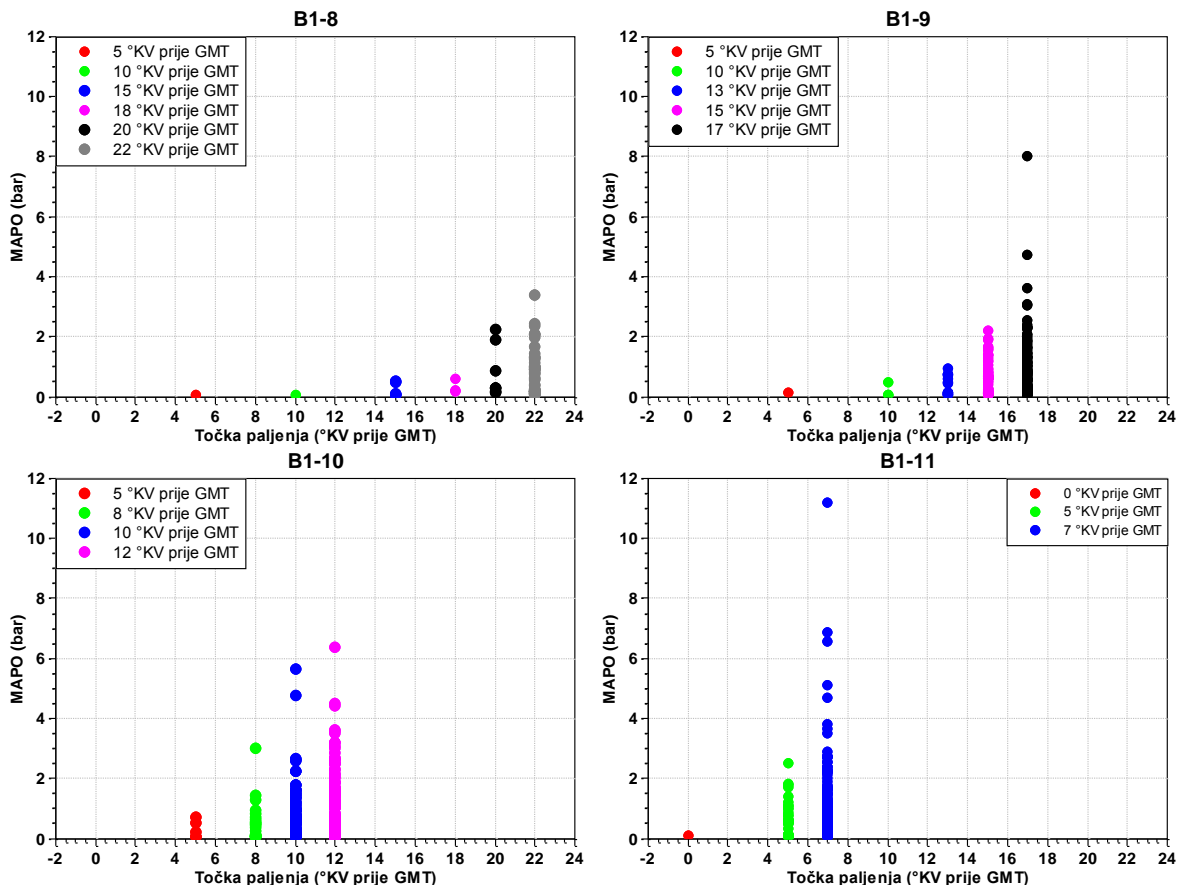
Pri ispitivanju pojave detonantnog izgaranja s benzinom izmjereno je 11 radnih točaka. Izmjerene radne točke su podijeljene u tri grupe radnih točaka B1, B2 i B3. Svaku grupu čine radne točke izmjerene pri istoj brzini vrtnje te pri istom tlaku i temperaturi u usisnoj cijevi motora, a razlikuju se po kompresijskom omjeru motora. Kod svih izmjerenih radnih točaka smjesa je bila stehiometrijska ($\lambda = 1$). Tijekom mjerenja mijenjani su brzina vrtnje motora, kompresijski omjer te tlak i temperatura u usisnoj cijevi. Kao i kod metana i n-heptana, motor se u svakoj radnoj točki dovodio u stanje detonantnog izgaranja pomicanjem točke paljenja. Pregled parametara analiziranih radnih točaka naveden je u tablici 14. Ukupno je s benzinom izmjereno 15.800 ciklusa.

Tablica 14. Radne točke izmjerene s benzinom

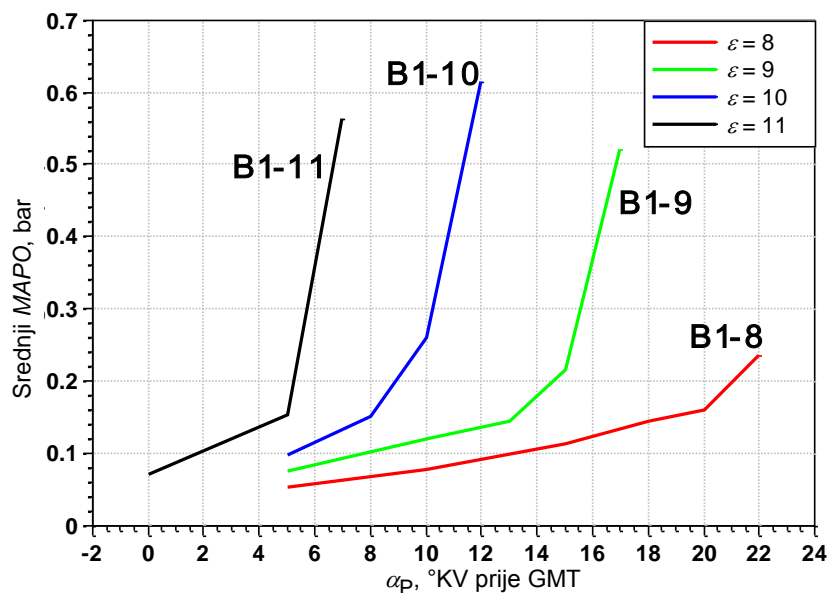
Radna točka	n , 1/min	ε	p_{usis} , bar	T_{usis} , °C
B1-8	900	8	1,01	32
B1-9	900	9	1,01	32
B1-10	900	10	1,01	32
B1-11	900	11	1,01	32
B2-8	1200	8	1,01	32
B2-9	1200	9	1,01	32
B2-10	1200	10	1,01	32
B3-8	900	8	1,15	65
B3-9	900	9	1,15	65
B3-10	900	10	1,15	65
B3-11	900	11	1,15	65

U nastavku će svaka grupa radnih točaka biti zasebno prezentirana. U grupi radnih točaka B1 nalazi se četiri radne točke koje se razlikuju po kompresijskom omjeru. Na slici 62. su prikazane vrijednosti $MAPO$, a na slici 63. srednje vrijednosti $MAPO$ za sve radne točke grupe B1. Može se uočiti da se s povećanjem kompresijskog omjera ε veće rasipanje

vrijednosti $MAPO$ i veća srednja vrijednost $MAPO$ javljaju pri manjim vrijednostima točke paljenja α_P tj. pri kasnijem paljenju.

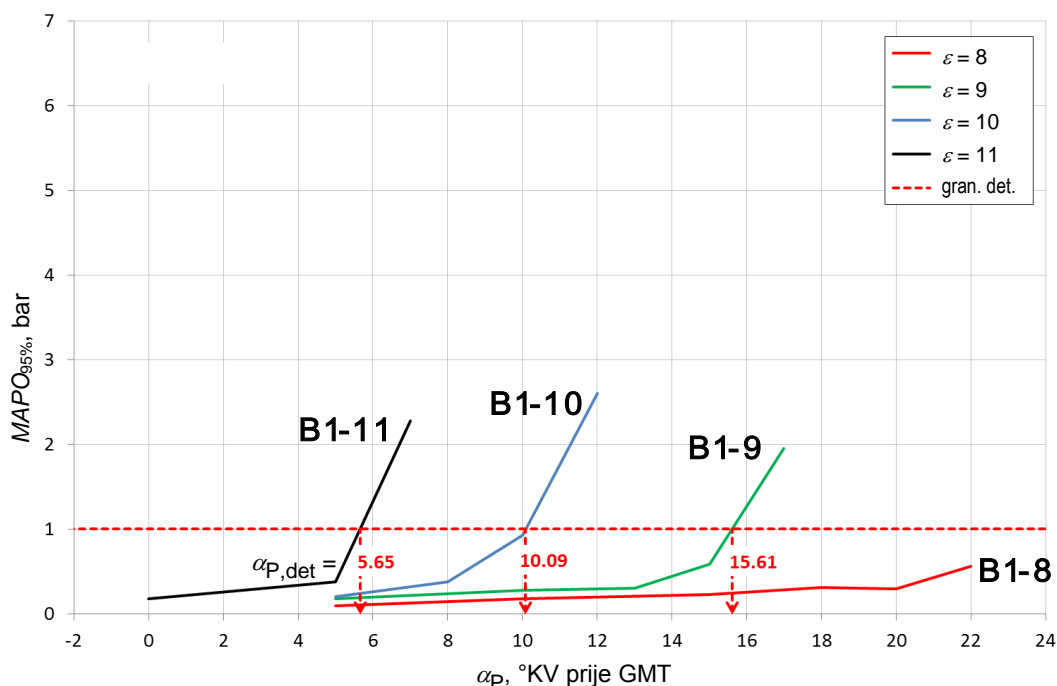


Slika 62. Benzin: $MAPO$ svih ciklusa radnih točaka grupe B1 ($GMT = 0 \text{ } ^\circ KV$)



Slika 63. Benzin: utjecaj kompresijskog omjera ε na srednju vrijednost $MAPO$ grupe radnih točaka B1 ($GMT = 0 \text{ } ^\circ KV$)

Rezultati analize pojave detonantnog izgaranja pokazuju da se s povećanjem kompresijskog omjera povećava sklonost detonantnom izgaranja, a od ranije je poznato da u takvom slučaju točka paljenja mora biti bliže GMT da bi se izbjegla oštećenja motora. Određivanje granične točke paljenja za pojavu detonantnog izgaranja $\alpha_{P,det}$ pokazano je na slici 64.



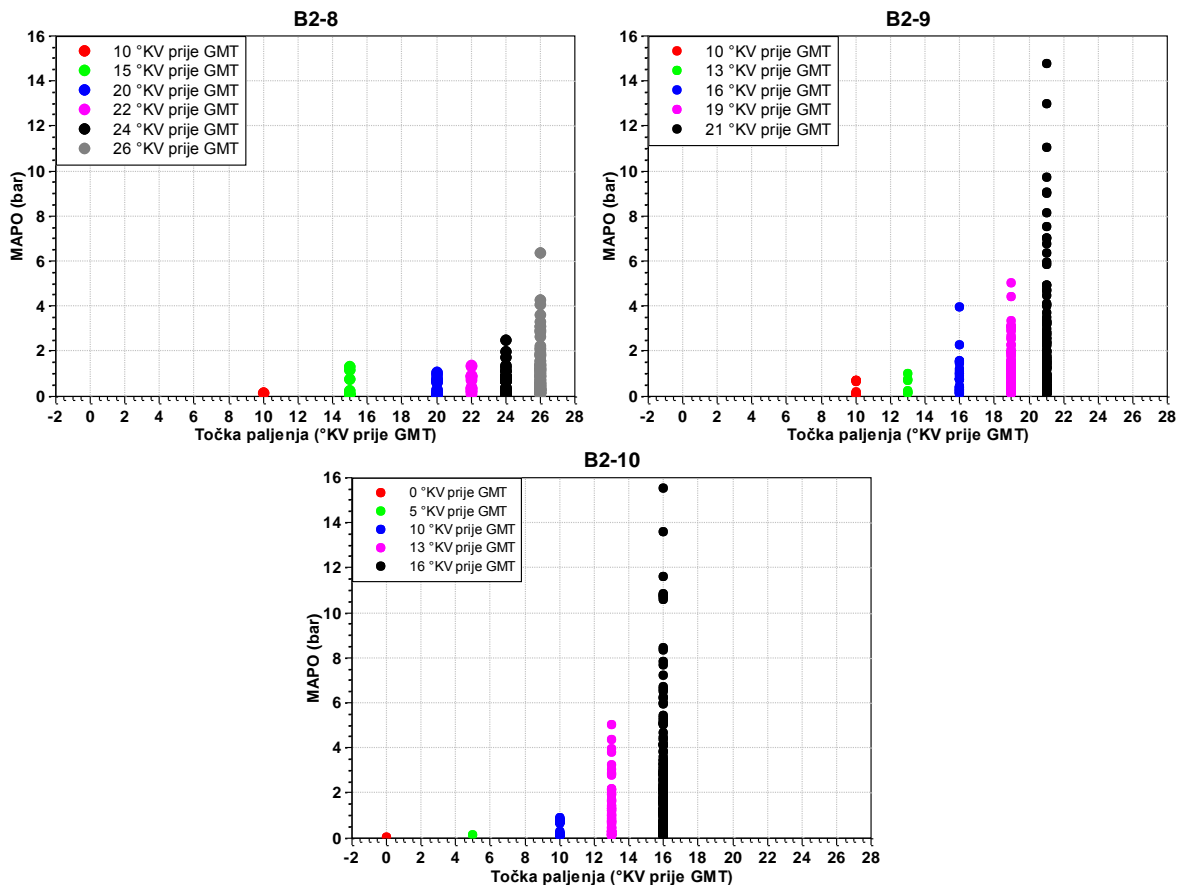
Slika 64. Benzin: određivanje granične točka paljenja $\alpha_{P,det}$ svih analiziranih radnih točaka grupe B1 (GMT = 0 °KV)

Granične vrijednosti točke paljenja za pojavu detonantnog izgaranja $\alpha_{P,det}$ za radne točke u grupi B1 navedene su u tablici 15.

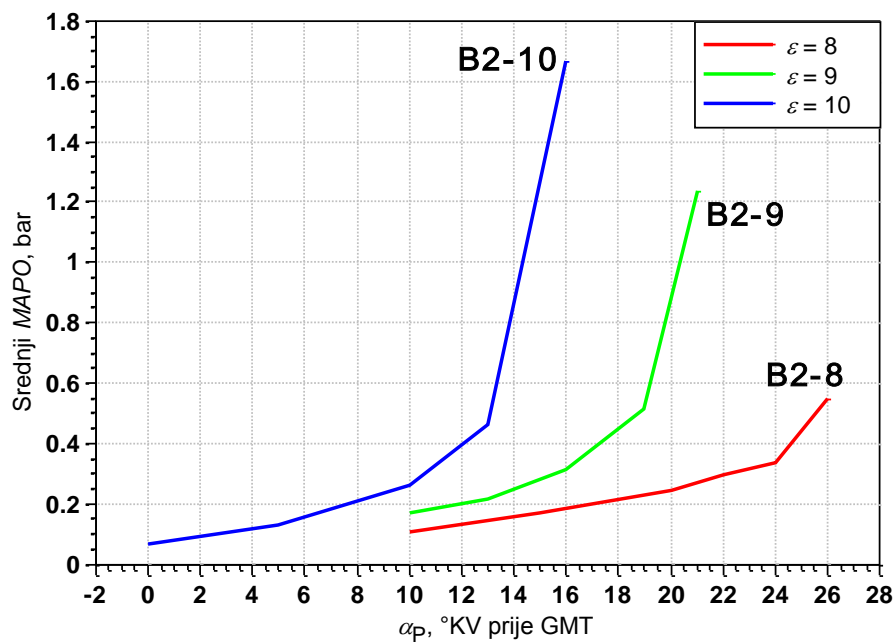
Tablica 15. Graničnevrijednosti točke paljenja za pojavu detonantnog izgaranja $\alpha_{P,det}$ za grupu radnih točaka B1 kod pogona motora benzinom (druga brojka je kompresijski omjer)

Grupa radnih točaka	$\alpha_{P,det}$, °KV prije GMT
B1-8	Ne ulazi u detonantno područje
B1-9	15,6
B1-10	10,1
B1-11	5,7

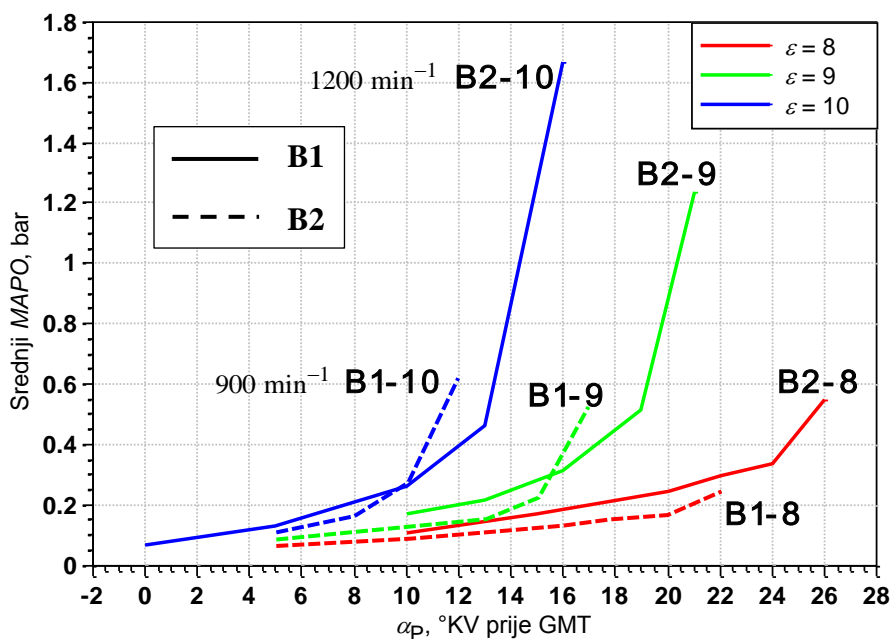
Slika 65. prikazuje MAPO radnih točaka grupe B2, a slika 66. srednje vrijednosti MAPO.



Slika 65. Benzin: vrijednosti MAPO svih ciklusa za radne točke u grupi B2;
 $GMT = 0 \text{ } ^\circ KV$



Slika 66. Benzin: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka grupe B2

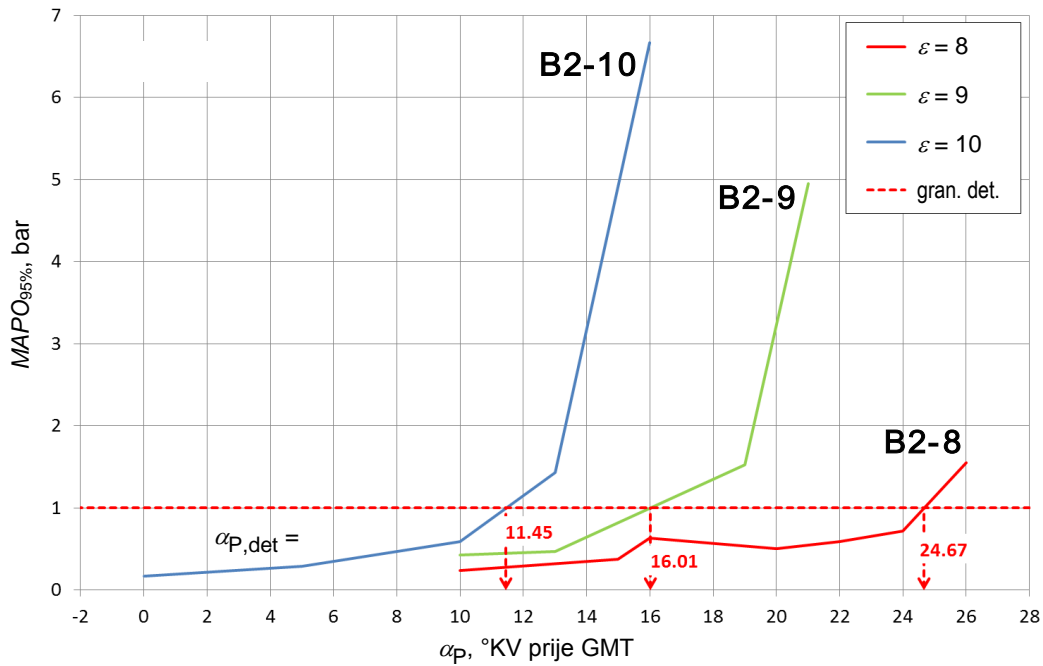


Slika 67. Benzin: utjecaj brzine vrtnje na srednju vrijednost MAPO (B1: 900 1/min, B2: 1200 1/min)

Razlika između grupe radnih točaka grupe B1 i grupe B2 je u brzini vrtnje. Kod grupe B1 je brzina vrtnje iznosila 900 1/min, a kod B2 je bila 1200 1/min. Kako se s porastom brzine vrtnje skraćuje vrijeme trajanja izgaranja, te ujedno i vrijeme raspoloživo za pojavu detonantnog izgaranja, točke paljenja pri ispitivanju radnih točaka grupe B2 na (slike 65., 66. i 67.) više prethode gornjoj mrtvoj točki nego ispitivane radne točke B1 (slike 62. i 63.). Određivanje granične točke paljenja za radne točke grupe B2 pokazano je na slici 68. Vidljivo je da su tijekom ispitivanja sve tri radne točke dovedene u stanje detonantnog izgaranja, tj. u sva tri slučaja je premašena vrijednost $MAPO_{95\%} = 1$ bar. Granične vrijednosti točke paljenja za radne točke B2 dane su u tablici 16.

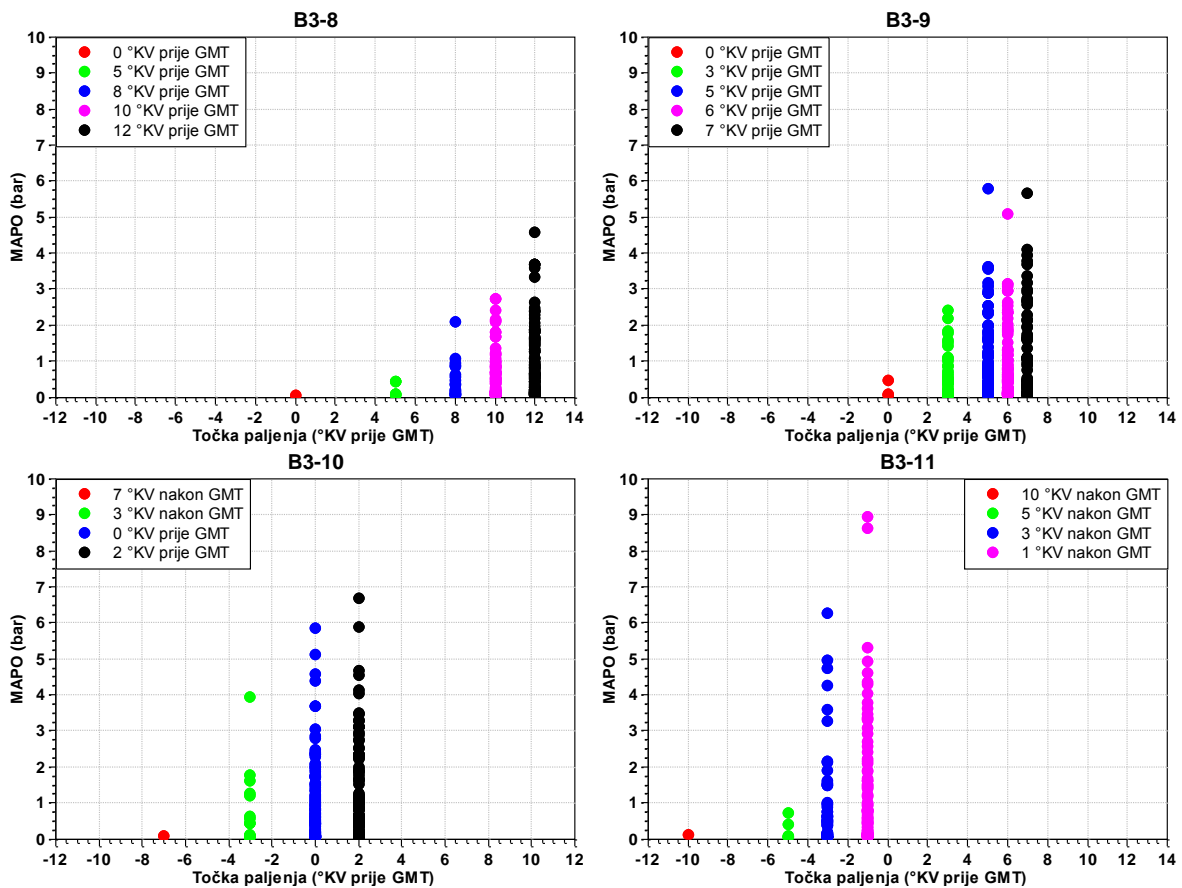
Tablica 16. Granične vrijednosti točke paljenja za pojavu detonantnog izgaranja pri pogonu motora benzinom, za grupu radnih točaka B2

Grupa radnih točaka	$\alpha_{p,det}$, °KV prije GMT
B2-8	24,7
B2-9	16,0
B2-10	11,5

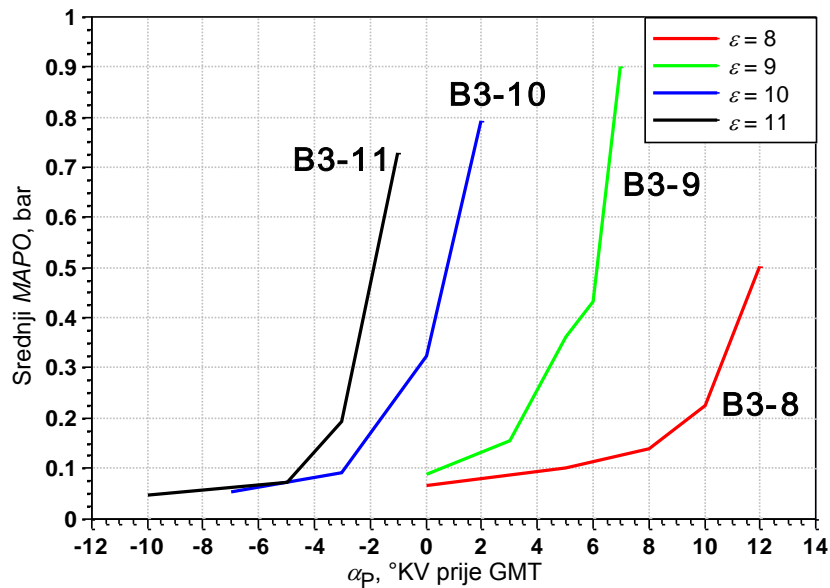


Slika 68. Benzin: određivanje granične točke paljenja $\alpha_{P,det}$ za pojavu detonantnog izgaranja za sve analizirane radne točke grupe B2 (GMT = 0 °KV)

Slika 69. prikazuje vrijednosti MAPO za radne točke B3, a slika 70. srednje vrijednosti MAPO indikatora detonantnog izgaranja.

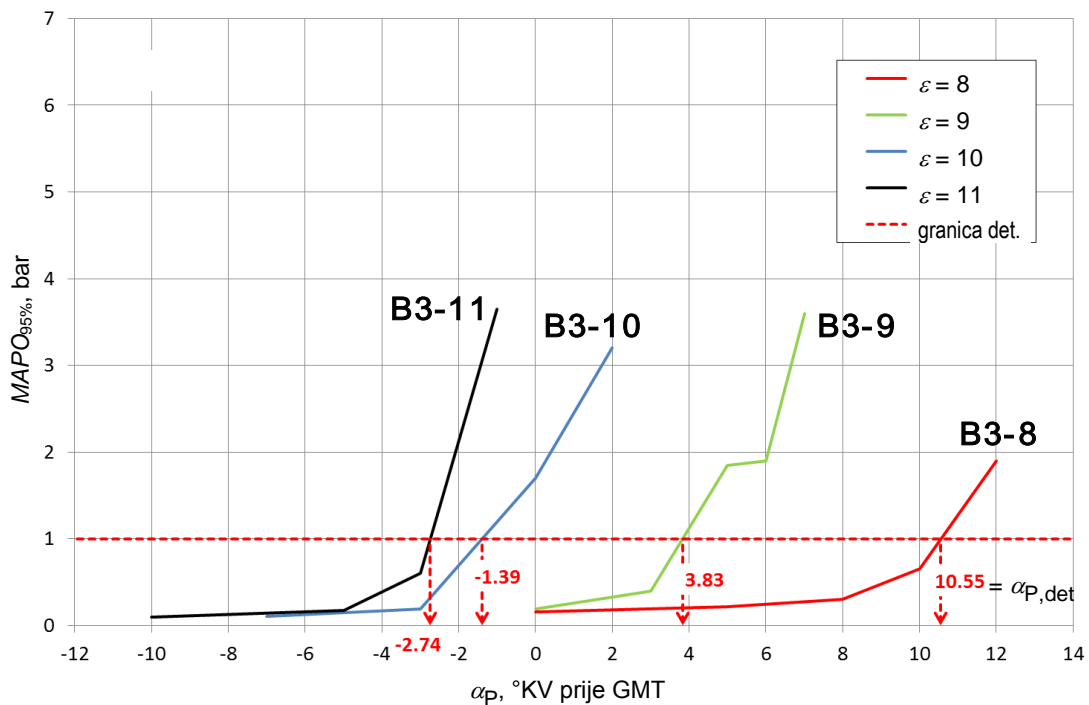


Slika 69. Benzin: MAPO svih ciklusa radnih točaka grupe B3 (GMT = 0 °KV)



Slika 70. Benzin: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka grupe B3 (GMT = 0 °KV)

Na slici 71. i u tablici 17. dane su granične vrijednosti točke paljenja za pojavu detonantnog izgaranja pri pogonu motora benzinom za radne točke grupe B3.



Slika 71. Benzin: određivanje graničnih vrijednosti točke paljenja $\alpha_{P,det}$ svih analiziranih radnih točaka grupe B3 (GMT = 0 °KV)

Radne točke grupe B3 su mjerene pri većem tlaku i temperaturi u usisnoj cijevi motora (tablica 14.). Kao što je već u trećem poglavlju pokazano, povećani tlak i temperatura usisavane smjese povećavaju vjerojatnost pojave detonantnog izgaranja. Tu spoznaju dodatno

potvrđuju i rezultati analize pojave detonantnog izgaranja radnih točaka izmjerenih pri pogonu benzinom.

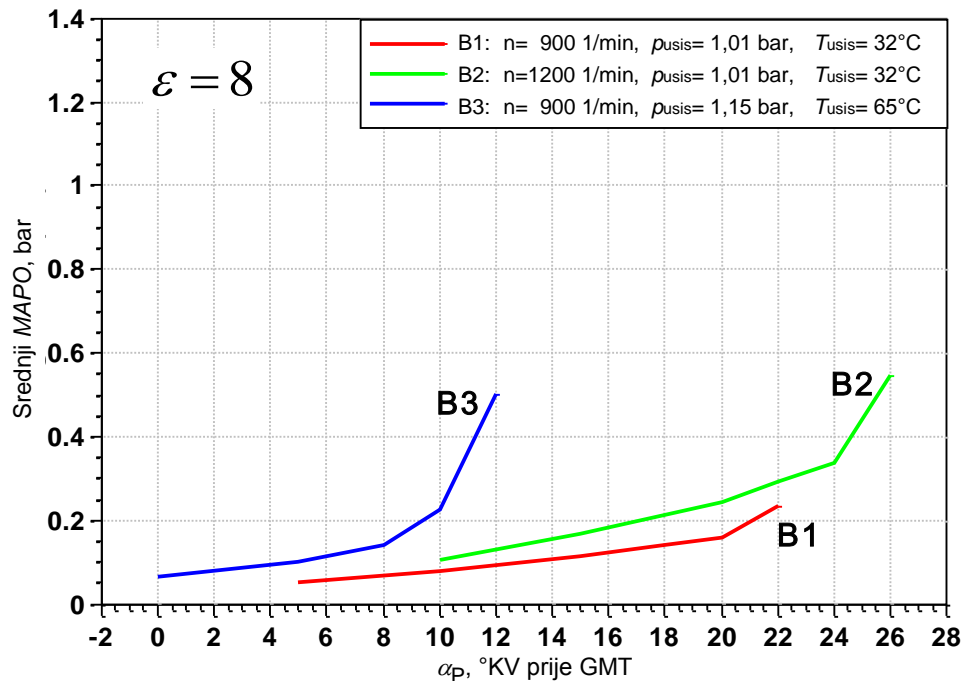
Tablica 17. Granične vrijednosti točke paljenja $\alpha_{P,det}$ za pojavu detonantnog izgaranja kod radnih točaka B3 pri pogonu benzinom (negativna $\alpha_{P,det}$ znači da je točka paljenja iza GMT)

Grupa radnih točaka	$\alpha_{P,det}$, °KV prije GMT
B3-8	10,6
B3-9	3,8
B3-10	-1,4
B3-11	-2,7

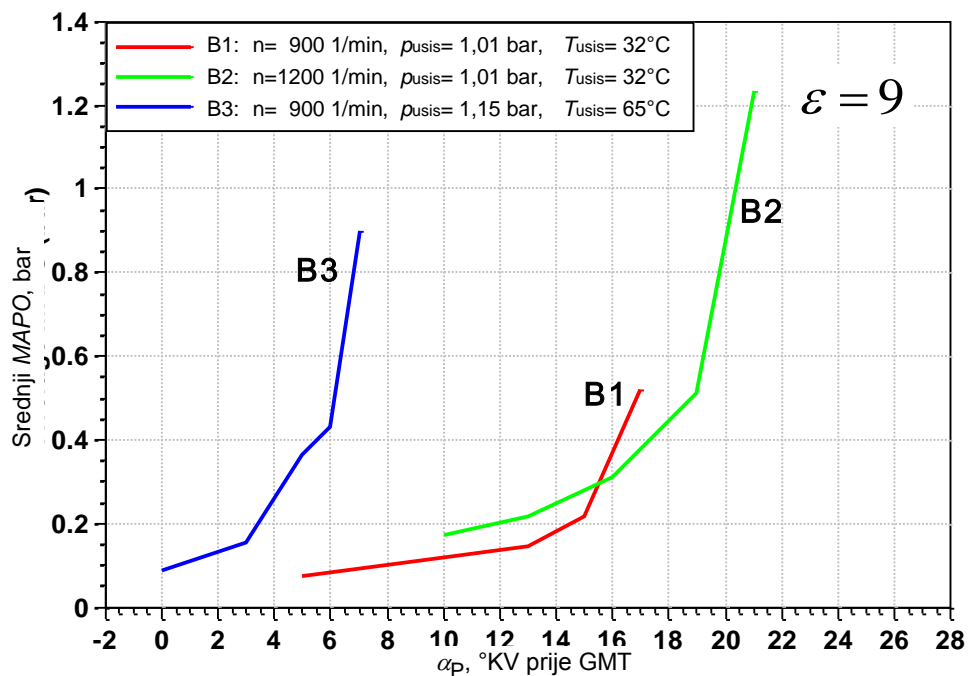
Usporede li se međusobno granične vrijednosti točke paljenja $\alpha_{P,det}$ radnih točaka grupe B1 s isto takvim vrijednostima grupe B3, uočavaju se značajne razlike. Granične vrijednosti točke paljenja za grupu radnih točaka B3 (veća temperatura i tlak usisavane smjese) padaju znatno iza točaka B1 (tablice 17. i 15.). Budući da se u dijagramu profila tlaka $p_{cil}(\alpha)$ sigurno područje nalazi desno od granične točke paljenja (smjesa se električnom iskrom smije upaliti kasnije, ali ako se upali ranije doći će do detonatnog izgaranja), za optimiranje procesa izgaranja dovođenjem težišta izgaranja u optimalan položaj (6 do 10 °KV iza GMT) ima puno manevarskog prostora kod točaka grupe B1-10 gdje je granica dovoljno ispred GMT ($\alpha_{P,det} = 10,1$ °KV prije GMT). Međutim kod točaka B3-10 prostora za optimiranje uopće nema jer se sigurno područje točaka paljenja već ionako nalazi iza GMT ($\alpha_{P,det} = -1,4$ °KV iza GMT). Nadalje je vidljivo da npr. pri kompresijskom omjeru $\varepsilon = 11$ povećanje temperature u usisnoj cijevi za 34 °C i tlaka za samo 0,14 bar (točke B1-11 i B3-11) pomiče graničnu točku paljenja od 5,7 °KV prije GMT na čak 2,7 °KV iza GMT.

Na slikama 72. do 75. je pokazana promjena srednje vrijednosti $MAPO$ s položajem točke paljenja pri čemu svaka od slika prikazuje radne točke istog kompresijskog omjera. Na slikama 72. do 74. može se uočiti utjecaj brzine vrtnje te utjecaj povećanja tlaka i temperature u usisnoj cijevi motora na srednju vrijednost $MAPO$, dok se na slici 75. uspoređuju samo radne točke s različitim tlakom i temperaturom u usisnoj cijevi. Kao što ove slike pokazuju, relativno malo povećanje temperature u usisnoj cijevi rezultira značajnim povećanjem sklonosti motora detonantnom izgaranju. Analizama pokazanim na slikama 72. do 75.

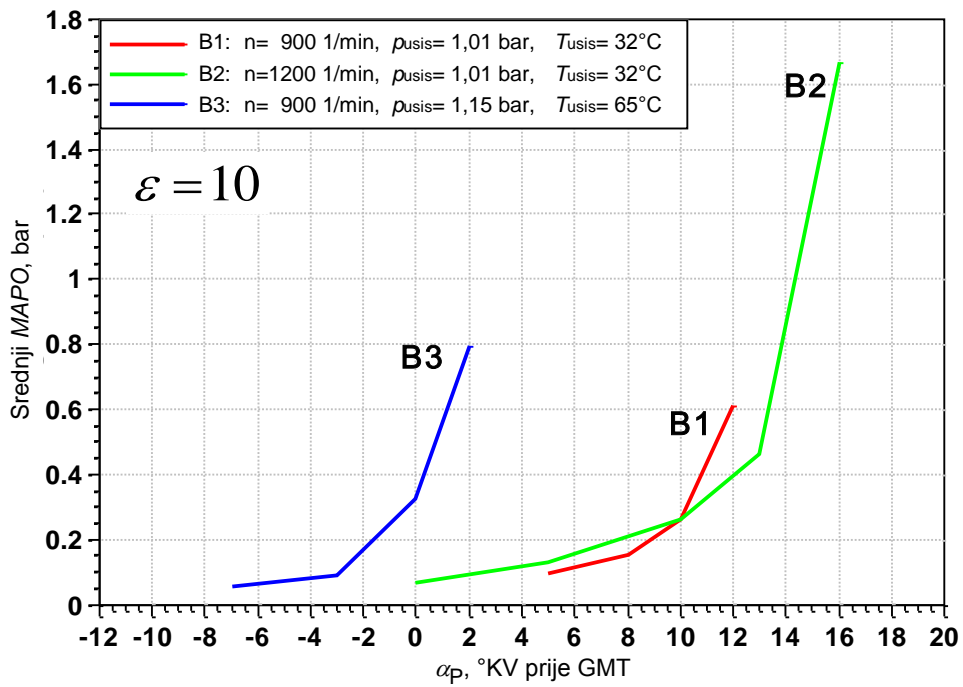
potvrđuju se opće poznate spoznaje da povećanje tlaka i temperature svježje smjese povećava vjerojatnost pojave detonantnog izgaranja, a povećanje brzine vrtnje tu vjerojatnost smanjuje.



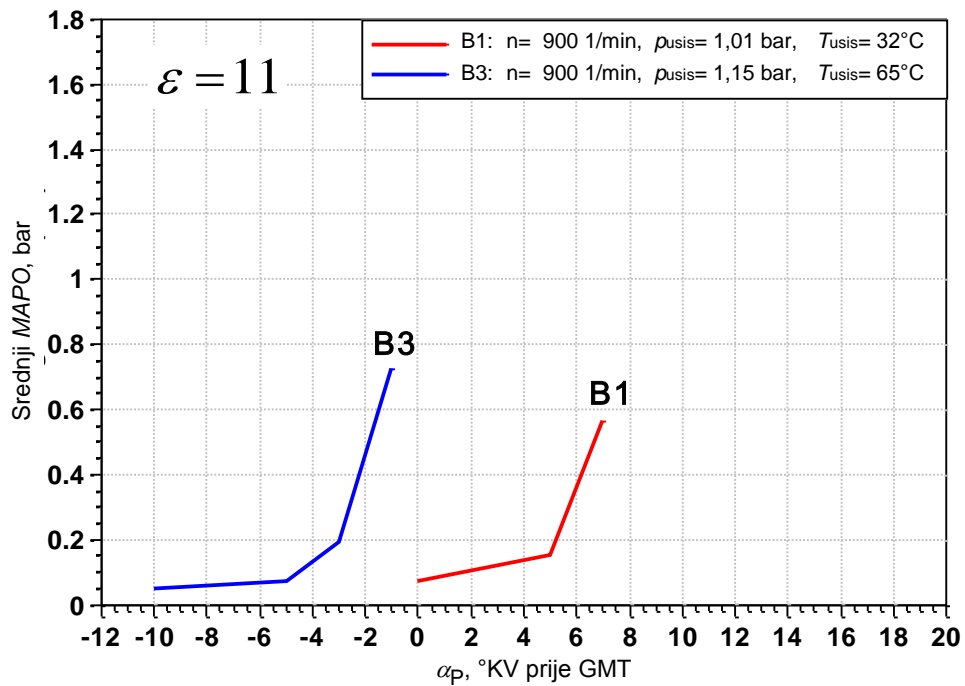
Slika 72. Benzin: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka s kompresijskim omjerom $\varepsilon = 8$



Slika 73. Benzin: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka s kompresijskim omjerom $\varepsilon = 9$



Slika 74. Benzin: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka s kompresijskim omjerom $\varepsilon = 10$



Slika 75. Benzin: srednja vrijednost MAPO svih radnih točaka s kompresijskim omjerom $\varepsilon = 11$

5.4. Zaključak eksperimentalne analize

Eksperimentalna analiza pojave detonantnog izgaranja provedena je ispitivanjem tri potpuno različita goriva, na detonaciju izrazito otpornog metana (IOB 120), detonaciji jako sklonog n-heptana (IOB/MOB 0) i uobičajenog benzina za cestovna vozila. Ispitivanja su provedena u Laboratoriju za analizu izgaranja Sveučilišta u Kaliforniji, Berkeley, na motoru Waukesha CFR F4. Za vrijeme ispitivanja su, u okvirima mogućnosti, mijenjani svi relevantni radni parametri motora, a obrada snimljenih rezultata prikazana je prethodnim dijagramima. Rezultati analiza provedenih u ovom poglavlju sažeto su prikazani matricom utjecaja (tablica 18.). Precrtana ćelija matrice znači da utjecaj tog parametra na *MAPO* nije ispitivan.

Tablica 18. Matrica utjecaja pojedinog radnog parametra na intenzitet *MAPO* za tri različita goriva, ako su svi ostali parametri nepromijenjeni

Parametar	Metan	N-heptan	Benzin
ε ↑	/	↑↑ ⁽¹⁾	↑↑ ⁽²⁾⁽³⁾
α_P ↑	↑↑ ⁽²⁾	↑↑ ⁽²⁾	↑↑ ⁽²⁾
T_{usis} ↑	/	/	↑↑
p_{usis} ↑	↑	/	↑ ⁽⁴⁾
λ	>>1 ↑	/	/
	≈ 1	max	/
	<<1 ↓	↓	/
n ↑	/	↓	←
Intenzitet <i>MAPO</i>			
↑ - parametar raste ↓ - parametar pada	↑ - <i>MAPO</i> raste, ↑↑ - <i>MAPO</i> jako raste; ← - pomak točke u kojoj počinje nagli porast <i>MAPO</i> prema većem kutu pretpaljenja α_P (na ranije)		

(1) – Ako ε raste, krivulja *MAPO* se pomiče ulijevo tj. prema gornjoj mrtvoj točki GMT (slike 67. i 70.)

(2) – Do izvjesne granice *MAPO* umjereno raste s porastom α_P (ranije paljenje).

Nakon što se ta granica prekorači, porast *MAPO* je izrazito brz.

(3) – Prijelaz u nagli porast *MAPO* je to brži što je veći kompresijski omjer ε .

(4) – Utjecaj tlaka nije razmatran izdvojeno od utjecaja temperature.

ε – kompresijski omjer, α_P – točka paljenja ili kut pretpaljenja (°KV prije GMT),

T_{usis} – temperatura smjese u usisnoj cijevi, p_{usis} – tlak u usisnoj cijevi, λ - faktor zraka,

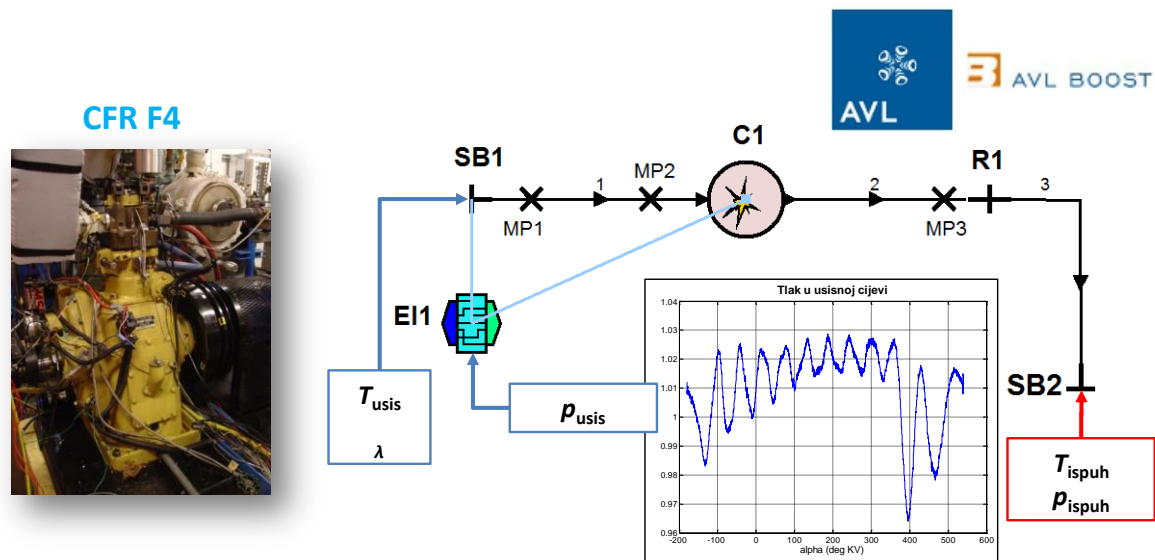
n – brzina vrtnje motora.

MAPO – indikator intenziteta detonacije.

Eksperimentalna analiza pojave detonantnog izgaranja provedena na temelju radnih točaka izmjerenih na eksperimentalnom motoru potvrdila je da na pojavu detonantnog izgaranja znatan utjecaj imaju vrsta goriva, tlak, temperatura i faktor zraka svježe smjese u cilindru te kompresijski omjer i brzina vrtnje motora. Ako se međusobno usporede radne točke pri pogonu metanom i n-heptanom može se zaključiti da goriva koja imaju veću otpornost prema pojavi detonantnog izgaranja pružaju znatno veći raspon vrijednosti točke paljenja za optimiranje procesa izgaranja. Ako se uspoređi radna točka M2 kod pogona metanom (slika 58. i tablica 11.) i radna točka H3 kod pogona n-heptanom (slika 61. i tablica 13.) uočljivo je da je granična točka paljenja za metan još 15 °KV ispred točke za n-heptan (udaljenija od GMT). Pri tome je kompresijski omjer radne točke s n-heptanom $\varepsilon = 5$, a kod radne točke s metanom iznosi čak $\varepsilon = 12$. Nadalje, kod analize radnih točaka s metanom može se primjetiti da je sklonost detonantnom izgaranju najveća kod stehiometrijske smjese te da s porastom tlaka smjese u cilindru također raste sklonost motora detonantnom izgaranju. Utjecaj kompresijskog omjera je najuočljiviji kod radnih točaka s benzinom pri čemu je dodatno potvrđena opće poznata činjenica da s povećanjem kompresijskog omjera raste sklonost motora detonantnom izgaranju.

6. Validacija novog modela detonantnog izgaranja

Novi model detonantnog izgaranja implementiran je u 1-D/0-D simulacijski programski paket AVL Boost. U navedenom programskom paketu napravljen je simulacijski model eksperimentalnog motora Waukesha CFR F4 (slika 76.). Model motora se sastoji od cilindra (C1), usisnog kanala u glavi motora (linija 1), ispušnog kanala u glavi motora (linija 2) i ispušne cijevi (linija 3). SB1 (*System Boundary*) predstavlja vanjske rubne uvjete na ulazu u usisni kanal u glavi motora, a SB2 predstavljaju vanjske rubne uvjete na mjestu gdje je na eksperimentalnom motoru mjerena temperatura ispušnih plinova. U elementu C1 cilindra modela definirani su geometrija klipnog mehanizma i parametri sustava za izmjenu radnog medija (trenutak otvaranja, visina podizaja i dužina otvorenosti ventila te unutarnji promjer sjedišta ventila) i površine preko kojih smjesa u cilindru izmjenjuje toplinu s okolinom.



Slika 76. Simulacijski model eksperimentalnog motora Waukesha CFR F4 u programskom paketu AVL Boost

Kako bi se dinamika svježe smjese u usisnoj cijevi što vjernije prenijela u model, pomoću programskog elementa *Engine Interface* (E11) učitavan je izmjereni profil tlaka u usisnoj cijevi. Nadalje, kao vanjski rubni uvjet na elementu SB1 zadana je izmjerena temperatura u usisnoj cijevi T_{uisis} , definiran je i sastav smjese. Na elementu SB2 zadana je izmjerena temperatura ispušnih plinova T_{ispuh} i izmjereni tlak u ispušnoj cijevi $p_{\text{ispuh}} = 1,015$ bar.

U programskom paketu AVL Boost se u elementu cilindra (C1) definira i model izgaranja. Da bi se mogli usporediti rezultati eksperimentalne analize izmjerenih radnih točaka s rezultatima simulacije, potrebno je odabrati adekvatan model izgaranja. Od ponuđenih modela izgaranja u programskom paketu AVL Boost za validaciju novog modela detonantnog izgaranja

razmatrana su tri modela izgaranja: tablični model izgaranja, Vibe-ov model izgaranja i fraktalni model izgaranja. Novi model detonantnog izgaranja zahtijeva proračun veličina stanja i sastava neizgorjele smjese tijekom izgaranja, pa je stoga potrebno koristiti dvozonске modele izgaranja, a sva tri razmatrana modela zadovoljavaju taj uvjet.

Kako bi se izbjegle pogreške u modeliranju izgaranja, te kako bi se modelom što bolje opisali izmjereni radni ciklusi, prvi dio validacije napravljen je tabličnim modelom izgaranja. Naime, u tablični model se u obliku tablice unose relativne brzine oslobađanja topline upravo za *izmjerene* radne točke. Nauprot tome, kod druga dva modela brzina oslobađanja topline se mora *opisati* ograničenim brojem parametara što daje rezultat kojeg treba dodatno popravljati opsežnim kalibriranjem.

Kao tablične vrijednosti za relativnu brzinu izgaranja korištene su brzine oslobađanja topline dobivene na temelju izmjerenih profila tlaka u cilindru eksperimentalnog motora. U proračunu eksperimentalne brzine oslobađanja topline obuhvaćeno je odvođenje topline preko stijenki prostora izgaranja i propuhivanje pored klipnih prstenova motora. Za tako izračunatu brzinu oslobađanja topline može se pretpostaviti da predstavlja toplinu oslobođenu izgaranjem smjese u cilindru. Eksperimentalne brzine oslobađanja topline su normalizirane i kao takve su korištene za proračun izgaranja. Pri obradi eksperimentalnih podataka i računanju brzine oslobađanja topline za modeliranje odvođenja topline preko stijenki prostora izgaranja korišten je Woschni-ev model prijelaza topline [84]. Stoga je isti model korišten je i u simulacijskom modelu motora u AVL Boost-u.

Validacija je napravljena za sva tri ispitivana goriva. Novi model detonantnog izgaranja pri proračunu pojave samozapaljenja u neizgorjeloj smjesi zahtijeva tablice s vremenima iniciranja niskotemperaturnog i visokotemperaturnog samozapaljenja. Podatci o tim vremenima iniciranja samozapaljenja su dobiveni detaljnim modelima kinetike kemijskih reakcija oksidacije goriva pri konstantnom volumenu, za raspone temperatura, tlakova, faktora zraka smjese i masenog udjela produkata izgaranja koji se uobičajeno javljaju u motorima s unutarnjim izgaranjem. Postupak izrade tablica opisan je u [33]. Za proračun vremena iniciranja samozapaljenja u tablicama za metan korišten je mehanizam GRI 3,0 (engl. *Gas Research Institute*) [85], a za tablice za n-heptan mehanizmom LLNL (verzija 2) (engl. *Lawrence Livermore National Laboratory*) s 544 vrste spojeva i 2446 reakcija, napravljen na temelju istraživanja koja su proveli Curran et al. [86]. Za razliku od metana i n-heptana, benzin je mješavina velikog broja različitih ugljikovodika. Kako je motorni benzin mješavina velikog broja različitih ugljikovodika, za proračun vremena iniciranja

samozapaljenja simuliran je kao smjesa n-heptana s volumnim udjelom od 12,6 %, izooktana s volumnim udjelom od 49,5 %, toluena s volumnim udjelom od 22,5 %, 2-pentena s volumnim udjelom od 5,4 % i etanola s volumnim udjelom od 10 %. Reakcijski mehanizam [87] korišten pri izradi tablica radi s 1121 vrstom spojeva i 4961 reakcijom.

U drugom dijelu validacije demonstrirana je primjena novog modela detonantnog izgaranja sa suvremenim fizikalnim fraktalnim modelom izgaranja, kojim je moguće simulirati cikličke varijacije u izgaranju [73]. Simulirana je radna točka B2-10 (gorivo *Benzin*, grupa mjernih točaka B2, kompresijski omjer $\varepsilon = 10$) pri čemu je za svaku analiziranu točku paljenja simulirano po 300 ciklusa. Rezultati validacija su prikazani u nastavku.

6.1. Validacija tabličnim modelom izgaranja

Kao što je već navedeno, kod tabličnog modela izgaranja korištene su eksperimentalne brzine oslobađanja topline dobivene na temelju izmjerenih profila tlaka u cilindru motora. Ukupna brzina oslobađanja topline računa se na temelju normaliziranog eksperimentalnog profila oslobađanja topline i ukupne energije goriva u cilindru dobivene simulacijom izmjene radnog medija.

Validacija je napravljena za sva tri goriva. Metanom je validirana samo jedna radna točka, dok su n-heptanom i benzinom validirane sve radne točke. Metan je po kemijskom sastavu vrlo jednostavno gorivo i nema izraženu niskotemperaturnu oksidaciju. Kako novi model detonacije, razvijen tijekom izrade ovog rada, u obzir uzima i niskotemperaturnu oksidaciju goriva, fokus je bio na validaciji radnih točaka n-heptanom i benzinom. Za svaku radnu točku odabrane su do četiri različite točke paljenja te je pri svakoj simulirano po 50 uzastopnih ciklusa.

Validacija modela je provedena uspoređivanjem vrijednosti *MAPO* iz eksperimenta i vrijednosti intenziteta detonantnog izgaranja *KI* koji se u novom modelu detonantnog izgaranja računa prema izrazu (4.11). Vrijednosti indeksa *MAPO* i intenziteta detonantnog izgaranja *KI* su uspoređivane pojedinačno po ciklusima te kao srednje vrijednosti. Radne točke koje su korištene za validaciju modela navedene su u tablici 19.

Tablica 19. Radne točke korištene za validaciju novog modela detonantnog izgaranja

Metan		N-heptan		Benzin	
Radna točka	α_p (°KV prije GMT)	Radna točka	α_p (°KV prije GMT)	Radna točka	α_p (°KV prije GMT)
M1	30, 35, 37	H1	16, 18	B1-8	15, 20, 22
		H2	8, 11, 13	B1-9	13, 15, 17
		H3	10, 15, 18, 21	B1-10	8, 10, 12
		H4	10, 13, 16	B1-11	0, 5, 7
				B2-8	22, 24, 26
				B2-9	16, 19, 21
				B2-10	10, 13, 16
				B3-8	8, 10, 12
				B3-9	3, 5, 6, 7
				B3-10	-3, 0, 2
				B3-11	-3, -1

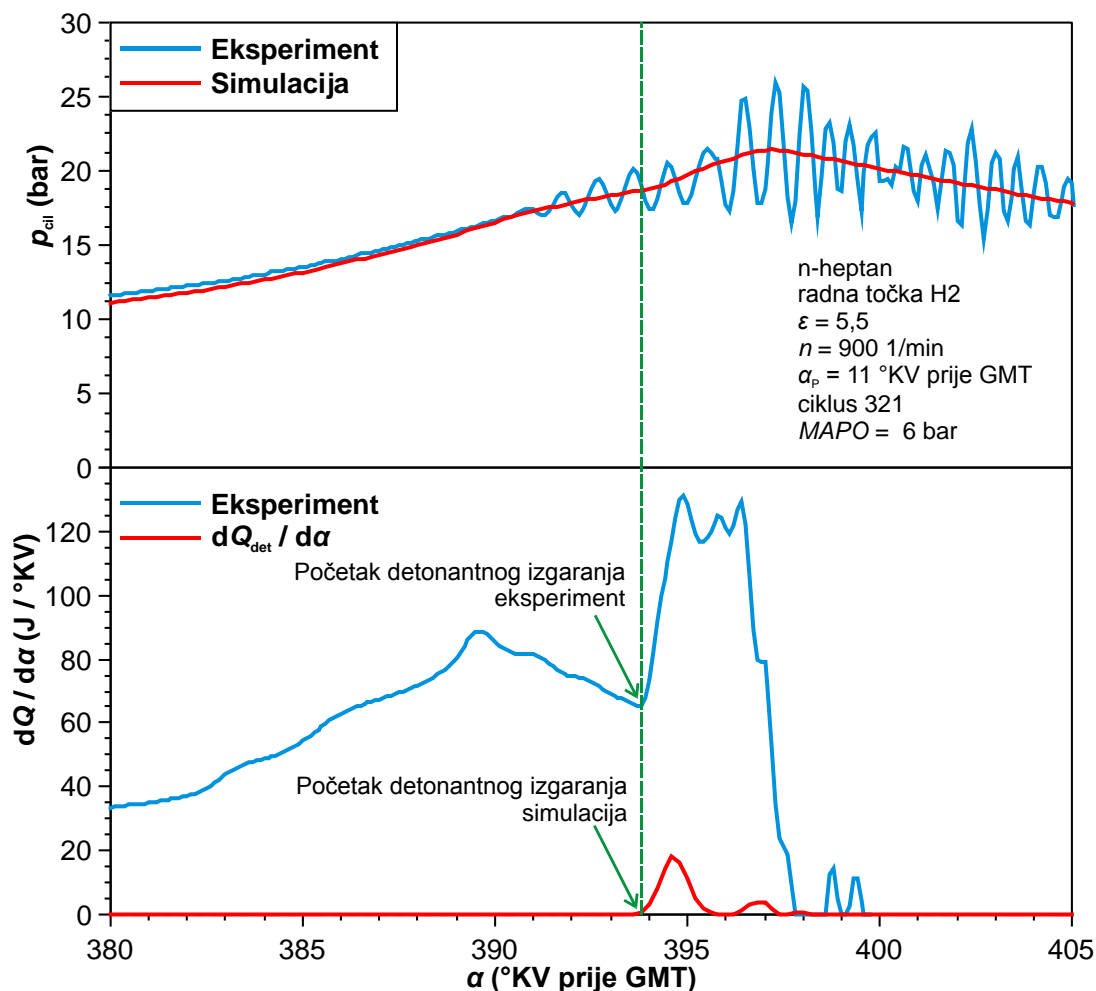
6.1.1. Kalibracija modela detonantnog izgaranja

Novi model detonantnog izgaranja ima jedan kalibracijski parametar, najveću standardnu devijaciju temperature u neizgorjeloj zoni $\sigma_{T,max}$. Najveća standardna devijacija temperature fizikalno predstavlja najveću temperaturnu slojevitost neizgorjele smjese tijekom izgaranja.

Parametar $\sigma_{T,max}$ bi se za konkretan motor mogao dobiti analizom 3D-CFD rezultata temperaturne raspodjele u neizgorjeloj smjesi simuliranog motora, no tijekom ovog istraživanja takvi rezultati, za eksperimentalni motor CFR korišten za validaciju modela, nisu bili na raspolaganju. Stoga je model kalibriran na temelju eksperimentalno dobivenih podataka za brzinu oslobađanja topline i profil tlaka u cilindru.

Parametar $\sigma_{T,max}$ je za svaku simuliranu radnu točku podešavan na ciklusu s najvećim intenzitetom detonantnog izgaranja tj. s najvećom vrijednošću indeksa *MAPO*. Na slici 77. pokazan je profil tlaka i brzina oslobađanja topline za 321. ciklus radne točke H2. Za radnu

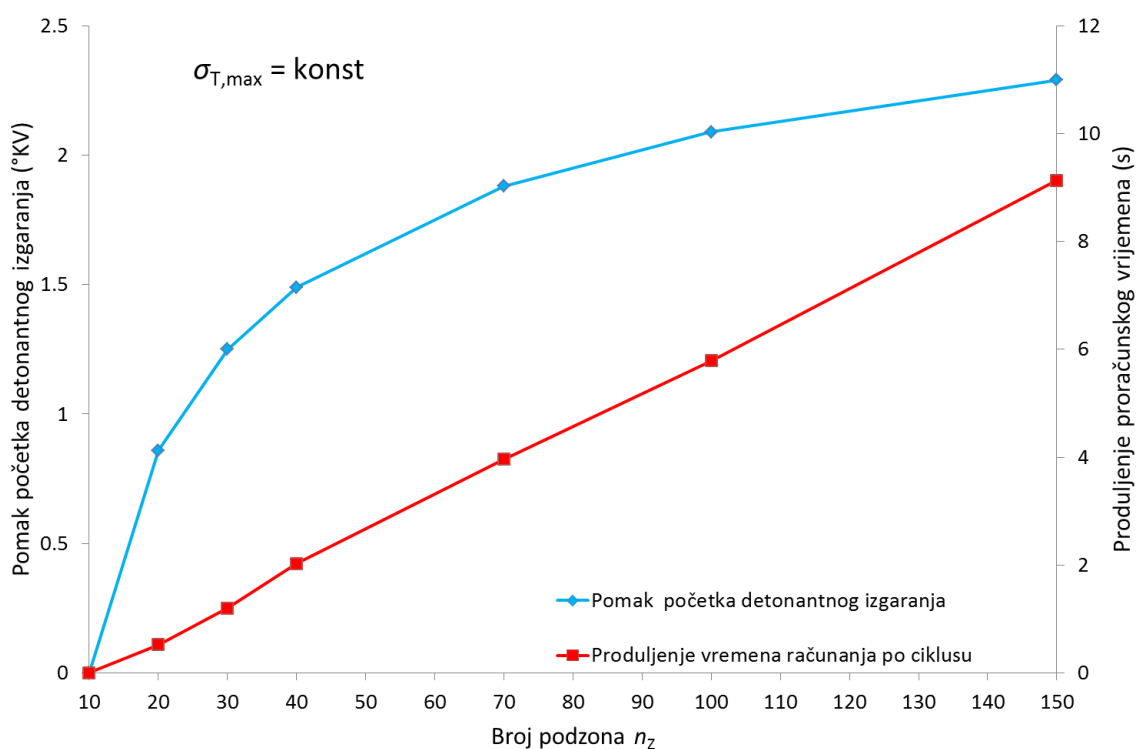
točku H2, 321. ciklus ima najveću vrijednost MAPO. Uočljivo je da se profil tlaka p_{cil} dobiven simulacijskim modelom (linija crvene boje) do pojave detonantnog izgaranja u eksperimentu dobro poklapa s eksperimentalnim profilom tlaka (linija plave boje). Kako se u ovom slučaju radi o nepročišćenom profilu tlaka koji u sebi uključuje i šum nastao uslijed mjerenja, za određivanje trenutka pojave detonantnog izgaranja analizirala se promjena ukupne brzine oslobađanja topline (donji dijagram na slici 77., linija plave boje). Pojava detonantnog izgaranja može se prepoznati po naglom porastu brzine oslobađanja topline koji se najčešće javlja nakon što se izgaranje tj. oslobađanje topline već počelo usporavati. Crvena krivulja na donjem dijagramu slike 77. predstavlja brzinu oslobađanja energije samo uslijed detonantnog izgaranja koja se u modelu računa prema izrazu (4.10). Kalibracija modela je vršena na način da se vrijednost parametra $\sigma_{T,max}$ mijenjala sve dok se početak detonantnog izgaranja u simulacijskom modelu nije poklopio s početkom detonantnog izgaranja analiziranog ciklusa.



Slika 77. Kalibracija modela detonantnog izgaranja

S povećanjem broja podzona profinjuje se simulacija temperaturne raspodjele u neizgorjelopj smjesi. Kako povećanjem broja podzona (n_z) podmodel temperaturne raspodjele novog

modela detonantnog izgaranja dodjeljuje pojedinim podzonama različite temperature, promjena broja podzona utječe na trenutak pojave detonantnog izgaranja α_{det} . Povećanje broja podzona, uz zadržavanje istog parametra $\sigma_{T,max}$, rezultira kasnijom pojavom detonantnog izgaranja. Na slici 78. pokazana je promjena trenutka pojave detonantnog izgaranja i promjena proračunskog vremena s porastom broja podzona u odnosu na podjelu neizgorjele zone u 10 podzona. Iz dijagrama je vidljivo da se najveći skok u pomaku trenutka pojave detonantnog izgaranja javlja kod promjene broja podzona s $n_Z = 10$ na $n_Z = 20$. S porastom broja podzona raste linearno utrošak računalnog vremena, a raste i potreban prostor na tvrdom disku za pohranu rezultata simulacijskog modela. Kako je tijekom validacije bilo potrebno više puta simulirati po 2400 različitih ciklusa, kao zadovoljavajući odnos između brzine računanja i kvalitete dobivenih rezultata odabrana je podjela neizgorjele smjese u 20 podzona.



Slika 78. Utjecaj broja podzona na početak detonantnog izgaranja i proračunsko vrijeme

Iako granična vrijednost integrala detonantnog izgaranja (izrazi (4.4) i (4.5)) obično ima vrijednost $GV = 1$, tijekom validacije novog modela detonantnog izgaranja iznosila je $GV = 0,95$. Vrijednost $GV = 0,95$ je odabrana zato što se pri toj graničnoj vrijednosti integrala detonantnog izgaranja ostvaruje dobro poklapanje trenutka pojave detonantnog izgaranja izračunatog detaljnim modelom kinetike kemijskih reakcija goriva i trenutka pojave detonantnog izgaranja dobivenog na temelju integrala detonantnog izgaranja (izraz (4.11))

koji za vrijeme iniciranja samozapaljenja koristi tablice s vremenima iniciranja samozapaljenja goriva.

Novi model detonantnog izgaranja je zasebno kalibriran za svaku radnu točku pri čemu mje mijenjana samo standardna devijacija temperature $\sigma_{T,max}$. Parametar $\sigma_{T,max}$ je prvo podešen na ciklusu radne točke koji ima najveću vrijednost *MAPO*. Kako bi se provjerilo ponašanje modela na ostalim ciklusima, s podešenim parametrom $\sigma_{T,max}$ jedna radna točka motora je simulirana s nekoliko različitih točaka paljenja. Utvrđeno je da nakon što se $\sigma_{T,max}$ odredi na prethodno opisan način, promjenom točke paljenja mijenja se i srednja vrijednost svih izračunatih vrijednosti intenziteta detonantnog izgaranja *KI* i to na način da se za točke paljenja kod kojih se u radnoj točki motora javlja veća srednja vrijednost *MAPO* povećava i srednja vrijednost modelom dobivenog intenziteta detonantnog izgaranja *KI*, što i mora biti jer su ova dva porasta vezana jedan uz drugi. Vrijednosti parametra $\sigma_{T,max}$ su dane su u tablici 20.

Tablica 20. Validirane radne točke i odgovarajuće vrijednosti parametra $\sigma_{T,max}$

Metan			N-heptan			Benzin		
Radna točka	ε	$\sigma_{T,max},$ K	Radna točka	ε	$\sigma_{T,max},$ K	Radna točka	ε	$\sigma_{T,max},$ K
M1	12	93	H1	5	38	B1-8	8	91
			H2	5,5	44	B1-9	9	95
			H3	5	50	B1-10	10	100
			H4	5,5	56	B1-11	11	102
			$\overline{\sigma_{T,max}}$		47	B2-8	8	91
						B2-9	9	91
						B2-10	10	92
						B3-8	8	93
						B3-9	9	98
						B3-10	10	98
						B3-11	11	98
			$\overline{\sigma_{T,max}}$		95			

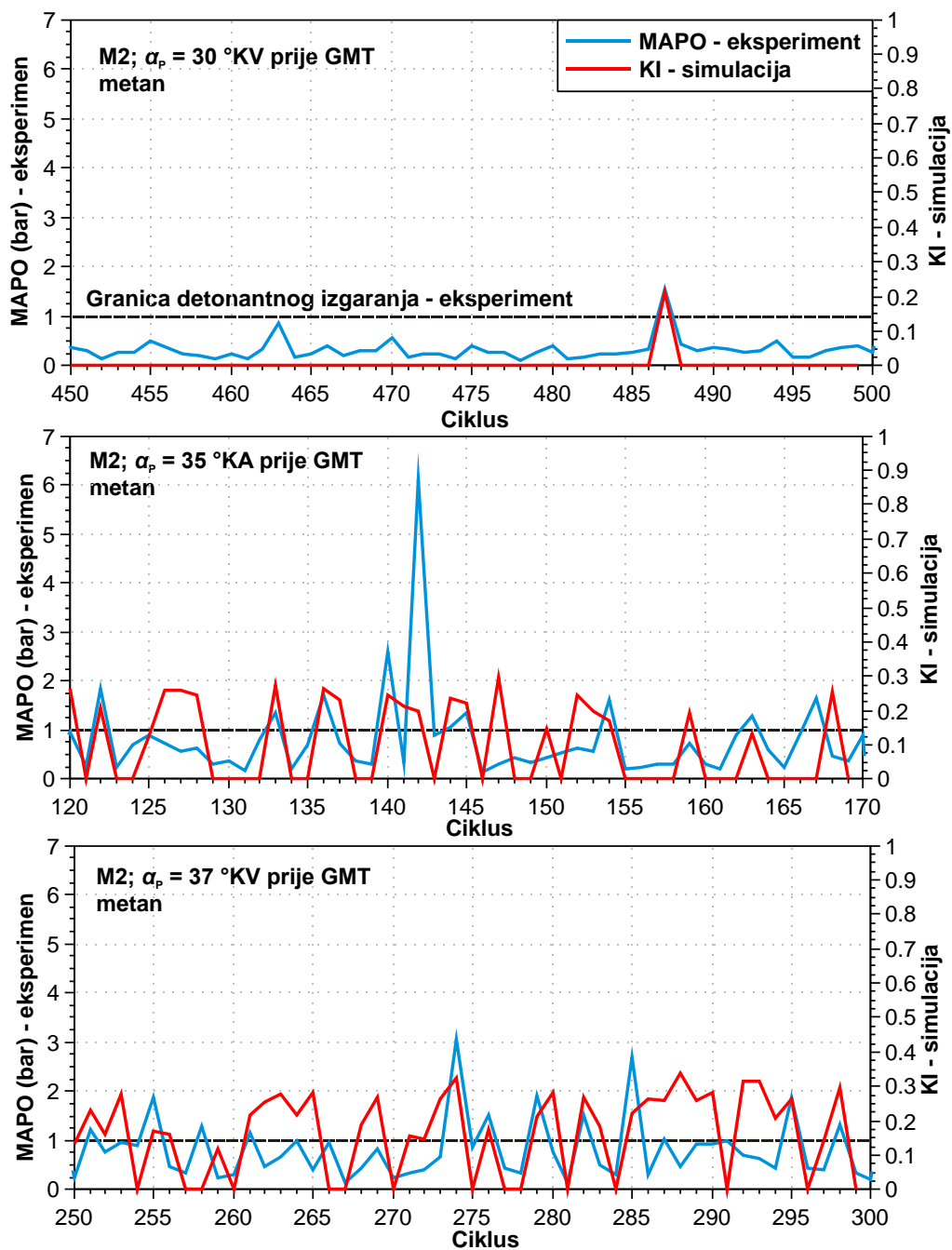
Kod radnih točaka pogonjenih n-heptanom može se primijetiti da se s povećanjem kompresijskog omjera i brzine vrtnje povećava i vrijednost odgovarajućeg parametra $\sigma_{T_{max}}$. Ako bi se promatrao samo kompresijski omjer, kod grupe radnih točaka s benzinom B1 uočava se sličan trend kao kod radnih točaka s n-heptanom. No, kod radnih točaka grupe B2, kod kojih je brzina vrtnje veća, promjena parametra $\sigma_{T_{max}}$ je blaga, odnosno sa znatno manjim gradijentom. Nadalje, kod grupe radnih točaka B3 uočava se skokovita promjena vrijednosti parametra $\sigma_{T_{max}}$ pri čemu se skok javlja kod prijelaza s kompresijskog omjera 8 na kompresijski omjer 9, a nakon toga je $\sigma_{T_{max}}$ konstantan. Utjecaj kompresijskog omjera može se objasniti činjenicom da je kod većeg kompresijskog omjera volumen prostora izgaranja kada se klip nalazi u blizini GMT manji te je zbog toga utjecaj fronte plamena i stijenki prostora izgaranja na temperaturu neizgorjele smjese veći, što rezultira većom temperaturnom nehomogenošću neizgorjele smjese. Nadalje, brzina vrtnje značajno povećava razinu turbulentnog strujanja u cilindru, pa će stoga kod većih kompresijskih omjera veća brzina vrtnje motora izazvati bolje miješanje dijelova neizgorjele smjese različitih temperatura te na taj način smanjiti utjecaj fronte plamena i stijenki prostora izgaranja. Kod manjih kompresijskih omjera volumen prostora izgaranja kada se klip nalazi u blizini GMT je veći te bi povećana razina turbulentnog strujanja, kao posljedica povećane brzine vrtnje, mogla povećati utjecaj fronte plamena i stijenki prostora izgaranja na temperaturu neizgorjele smjese, što bi rezultiralo povećanjem temperaturne nehomogenosti kod radnih točaka s n-heptanom.

Kako bi se podkrijepilo predhodne tvrdnje, potrebno je analizirati temperaturnu raspodjelu u cilindru motora pri različitim kompresijskim omjerima. Analiza se može provesti ili numerički primjenom korištenjem 3-D CFD programskih alata ili eksperimentalno, pri čemu je potrebno napraviti značajne preinake na glavi eksperimentalnog motora. I numerička i eksperimentalna analiza temperaturne raspodjele u motoru su zbog svog obima izvan okvira ovog istraživanja.

No, kako kod benzina razlika između vrijednosti parametra $\sigma_{T_{max}}$ nije značajna, sve radne točke su simulirane i sa srednjom vrijednosti ($\sigma_{T_{max}} = 95$ K) svih pojedinačnih parametara $\sigma_{T_{max}}$ radnih točaka s benzinom. Isti postupak je napravljen i za simulirane radne točke s n-heptanom pri čemu je srednja vrijednost parametra bila $\sigma_{T_{max}} = 47$ K. Rezultati s pojedinačnim vrijednostima $\sigma_{T_{max}}$ i s osrednjenim, premda se razlikuju u vrijednostima izračunatog intenziteta KI , pokazuju isti trend te će u nastavku biti pokazani samo rezultati validacije za osrednjeni parametar $\sigma_{T_{max}}$.

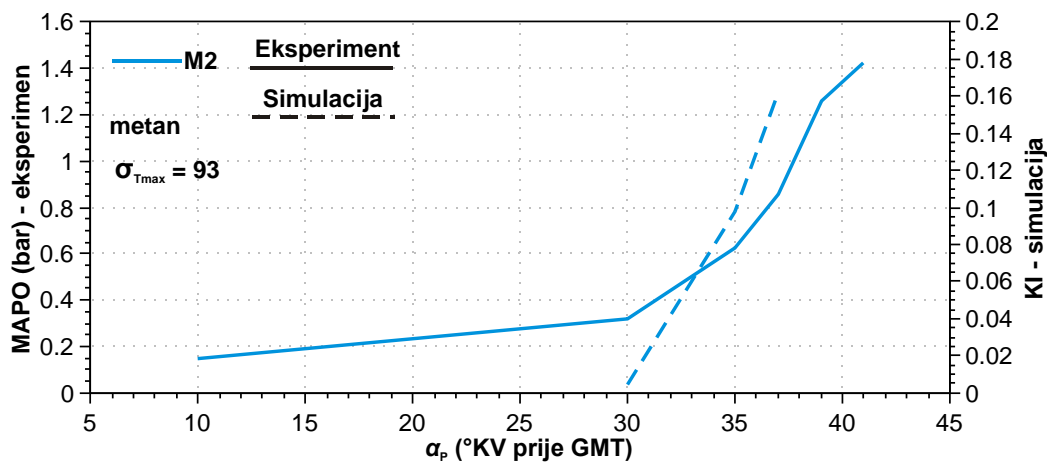
6.1.2. Rezultati validacije za metan

Ponašanje novog modela detonantnog izgaranja prvo je testirano s metanom. Za validaciju modela s metanom odabrana je radna točka M2 s točkama paljenja 30, 35 i 37 °KV prije GMT. Pri tim točkama paljenja radna točka M2 se nalazi u području detonantnog izgaranja ili blizu njega. Usporedba rezultata simulacije radne točke M2 kod navedenih točka paljenja i eksperimentalnih rezultata na razina pojedinih ciklusa pokazano je na slici 79.



Slika 79. Metan: usporedba eksperimentalnih vrijednosti MAPO i simulacijom određenog indeksa detonantnog izgaranja KI na 50 uzastopnih ciklusa za tri različite točke paljenja radne točke M2

Debela isprekidana crna linija na slici 79. predstavlja graničnu vrijednost indeksa *MAPO* te ako izmjereni ciklus ima vrijednost indeksa *MAPO* veću od granične, klasificiran je kao detonirajući. Za razliku od eksperimentalnih podataka, u simulaciji detonira svaki ciklus kojemu je vrijednost indeksa *KI* veća od nule. Kod točke paljenja $\alpha_P = 30$ °KV prije GMT na analiziranih 50 ciklusa javlja se jedan detonirajući ciklus u eksperimentu i jedan u simulaciji pri čemu se radi o istom ciklusu. Kod točka pretpaljenja $\alpha_P = 35$ °KV prije GMT među analiziranim ciklusima u eksperimentu ima 9 ciklusa koji detoniraju, a simulacijski model detektira 21 detonirajući ciklus. Pritom je model uglavnom prepoznao detonirajuće cikluse iz eksperimenta. Slično ponašanje modela može se uočiti i kod točke paljenja $\alpha_P = 37$ °KV prije GMT pri čemu se među eksperimentalnim rezultatima može uočiti 12 detonirajućih ciklusa, a u simulaciji 34 ciklusa. Pritom, kada se jednom javi detonanto izgaranje, simulacijom izračunate vrijednosti *KI* ne prelaze 0,35. Nadalje, najveće *KI* vrijednosti se ne poklapaju s najvećim vrijednostima indeksa *MAPO*. No, iz dijagrama na slici 79. vidljivo je da simulacijski model brojem detektiranih detonantnih ciklusa prati trend koji pokazuju eksperimentalni podatci. Usporede li se osrednjene vrijednosti *KI* za analizirane točke paljenja radne točke M2 sa srednjim vrijednostima indeksa *MAPO* za istu radnu točku (slika 80.) uočljivo je da simulacija dobro predviđa pojavu detonantnog izgaranja.

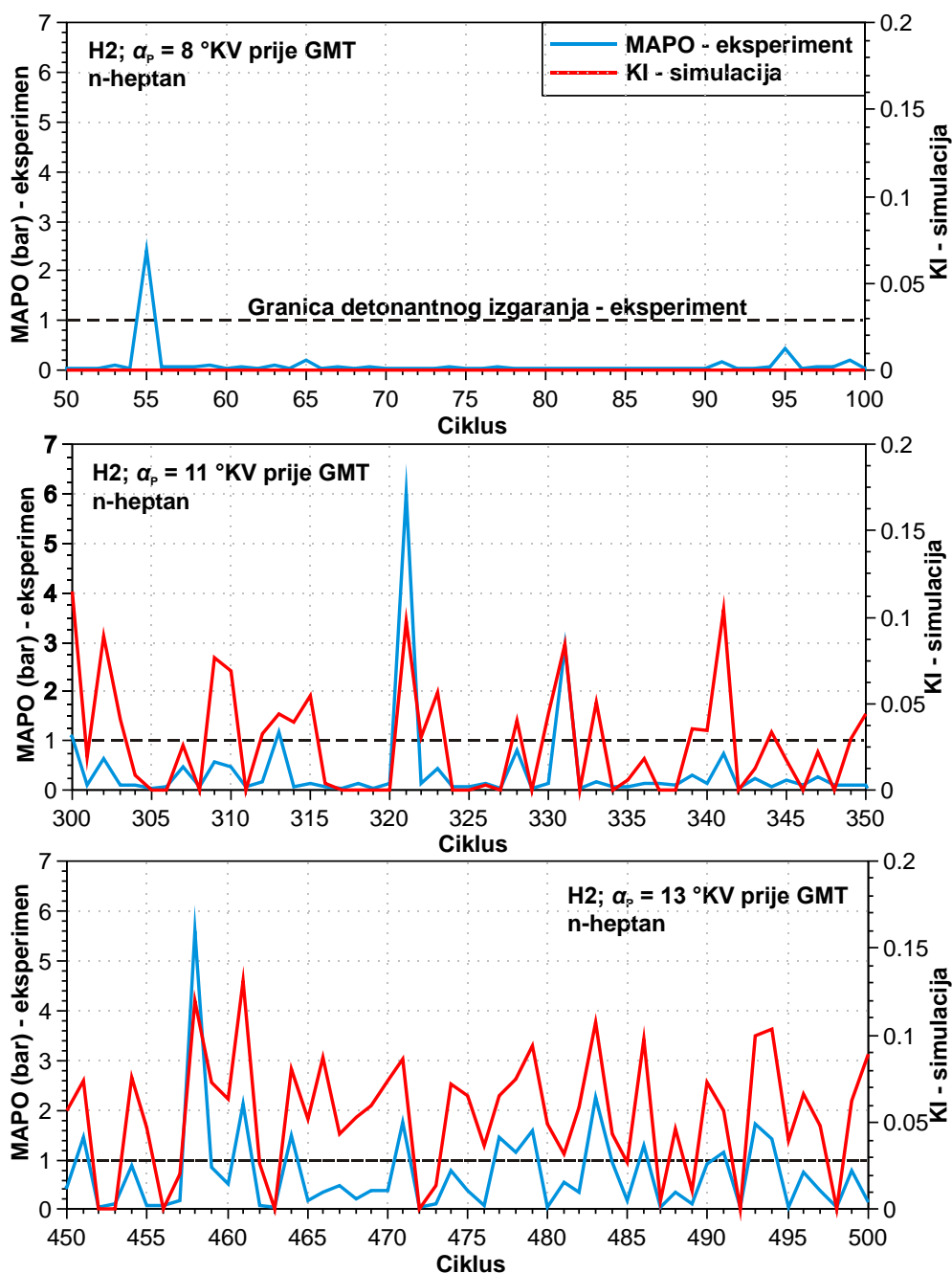


Slika 80. Usporedba srednjih vrijednosti indeksa *MAPO* za radnu točku M2 i srednjih vrijednosti simulacijom izračunatog indeksa *KI*

Kako model kod radne točke s metanom pokazuje dobro predviđanje pojave detonantnog izgaranja, u nastavku je validiran s druga dva raspoloživa goriva.

6.1.3. Rezultati validacije za n-heptan

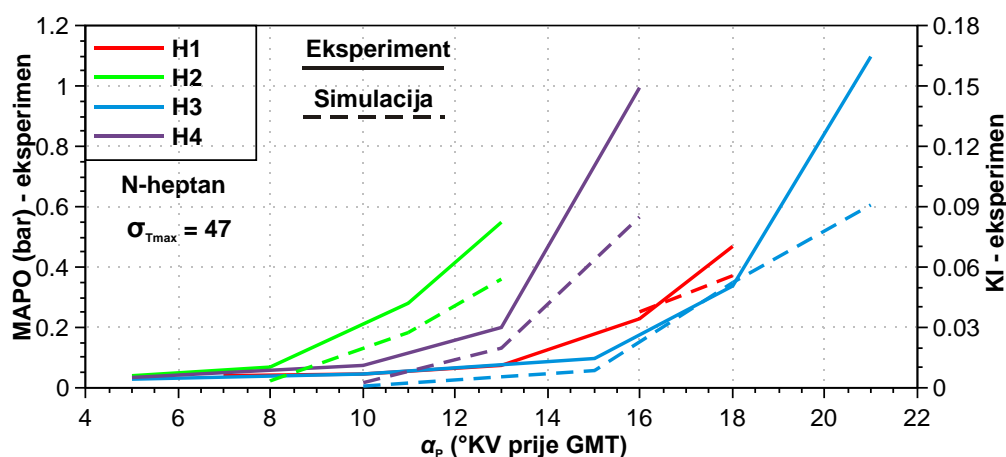
Usporedba eksperimentalnih vrijednosti indeksa *MAPO* i simulacijom izračunate *KI* vrijednosti po simuliranim ciklusima pokazana je na primjeru radne točke H2 (slika 81.). Za radnu točku H2 simulirana su tri kuta prepaljenja, $\alpha_p = 8, 11$ i 13 °KV prije GMT.



Slika 81. N-heptan: usporedba eksperimentalnih vrijednosti indeksa *MAPO* i simulacijom dobivenog indeksa detonantnog izgaranja *KI* na 50 uzastopnih ciklusa za tri različite točke paljenja radne točke H2

Slično kao kod metana, broj detonirajućih ciklusa u simulaciji rasta brže nego što je to slučaj s eksperimentom, a u usporedbi s vrijednostima indeksa *MAPO* simulacijom dobiven intenzitet

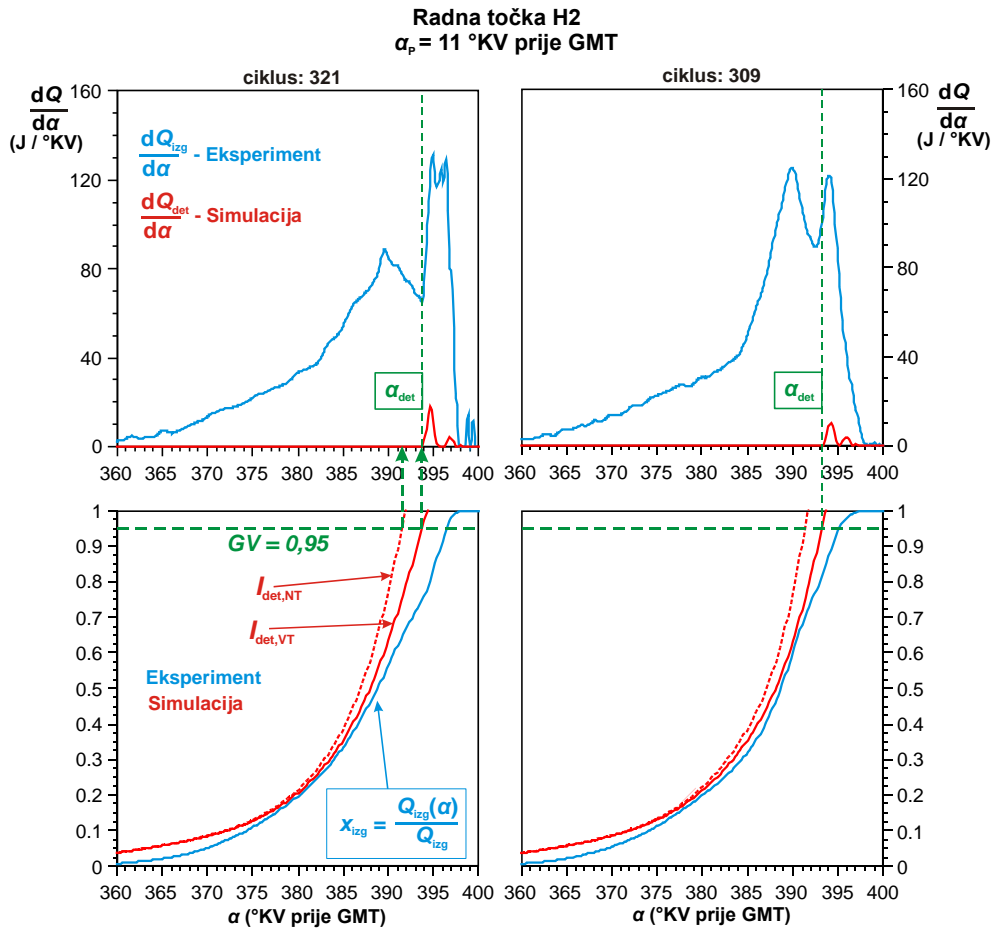
detonacije KI pokazuju značajno uži spektar vrijednosti. Usporede li se vrijednosti simulacijom dobivenog intenziteta detonantnog izgaranja KI za metan i n-heptan uočljivo je da je kod n-heptana najveća vrijednost KI gotovo upola manja nego kod metana, iako su vrijednosti indeksa $MAPO$ kod radne točke H2 (n-heptan) i M2 (metan) podjednake. Razlog tomu je razlika u kompresijskom omjeru između radne točke H2 i M2 koji se u izrazu za KI uzima u obzir. Ako se simulirane radne točke uspoređuju na temelju osrednjenih vrijednosti indeksa intenziteta detonantnog izgaranja za eksperiment i za simulaciju (slika 82.) vidi se da simulacija dobro predviđa ponašanje simuliranih radnih točaka.



Slika 82. N-heptan: usporedba simulacije s eksperimentom na temelju srednje vrijednosti indeksa detonantnog izgaranja

Kako je n-heptan gorivo koje ima izraženo niskotemperaturno izgaranje, bilo je potrebno provjeriti prepoznaje li novi model navedenu pojavu. Na slici 83. pokazana su dva ciklusa radne točke H2 pri čemu se u gornja dva dijagrama nalaze brzine oslobađanja topline. Profil brzine oslobađanja topline iscrtan plavom bojom je brzina oslobađanja topline dobivena na temelju izmjerenog profila tlaka, a profil iscrtan crvenom bojom je simuliran novim modelom detonantnog izgaranja. Treba napomenuti da su tijekom simulacije pokazanih ciklusa za simulaciju izgaranja korišteni plavo iscrtani profili oslobađanja topline. Donja dva dijagrama pokazuju napredak integrala detonantnog izgaranja koji utvrđuje pojavu niskotemperaturnog izgaranja ($I_{det,NT}$), napredak integrala detonantnog izgaranja koji utvrđuje pojavu visokotemperaturnog izgaranja tj pojavu detonantnog izgaranja ($I_{det,VT}$) i normalizirani napredak izgaranja u eksperimentu tijekom promatranih ciklusa (x_{izg}). Oba integrala detonantnog izgaranja se odnose na najtopliju podzону. Na dijagramima je uočljivo da kada integral detonantnog izgaranja $I_{det,VT}$ dosegne graničnu vrijednost ($GV = 0,95$), u simulaciji dolazi do uočljivog oslobađanja topline. U trenutku kada je $I_{det,VT} = GV$, model zabilježi kut zakreta koljenastog vratila koji tada predstavlja simulacijom određen trenutak pojave

detonantnog izgaranja (α_{det}). Kod pokazanih ciklusa uočljivo je da $I_{det,NT}$ prije dosegne graničnu vrijednost nego $I_{det,VT}$, stoga se može zaključiti da model detektira pojavu niskotemperaturnog izgaranja. Samo oslobađanje topline uzrokovano niskotemperaturnim izgaranjem nije uočljivo iz razloga što se oslobađanje topline detonantnim izgaranjem računa kao suma oslobađanja energije detonantnim izgaranjem svih podzona modela i to za pojavu niskotemperaturnog i visokotemperaturnog izgaranja (izraz (4.10)) pri čemu se kod niskotemperaturnog izgaranja oslobodi do 7 % ukupno raspoložive energije.



Slika 83. Trenutak pojave niskotemperaturnog i visokotemperaturnog izgaranja kod n-heptana na 309. i 321. ciklusu radne točke H2 ($\alpha_p = 11$ °KV prije GMT)

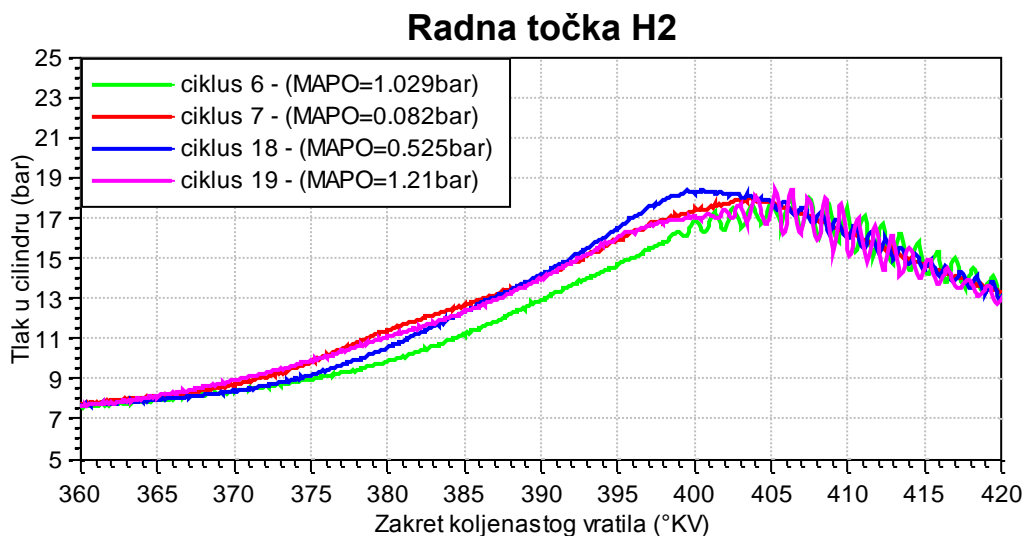
Tijekom analize razlika u intenzitetu detonantnog izgaranja između eksperimenta i simulacije uočena je pojava da simulacija neke cikluse koji detoniraju u eksperimentu ne klasificira kao detonirajuće cikluse i obrnuto. Isto ponašanje su pokazale usporedbe kod simulacija s metanom (slika 79.) i n-heptanom (slika 81.). Kasnije će biti pokazano da se model i s benzinom ponaša na sličan način. Kako bi se utvrdio razlog takvom ponašanju međusobno je uspoređeno nekoliko ciklusa koji su pokazivali predhodno opisano ponašanje. U tablici 21. su uspoređena tri takva ciklusa na primjeru radne točke N2.

Tablica 21. Rezultati odabranih ciklusa radne točke H2 s $\alpha_p = 11$ °KV prije GMT

Ciklus	300	309	321	
<i>MAPO</i> (bar)	1,059	0,554	9,002	Eksperiment
α_{det} (°KV nakon GMT)	36,3	32,5	33,8	
$x_{izg}(\alpha_{det})$	0,742	0,769	0,749	
<i>KI</i>	0,115	0,077	0,098	Simulacija
α_{det} (°KV nakon GMT)	34,16	32,61	33,03	
$x_{izg}(\alpha_{det})$	0,666	0,777	0,717	

U tablici su navedeni intenzitet detonantnog izgaranja, trenutak početka detonantnog izgaranja (α_{det}) i udio ukupne energije oslobođene izgaranjem do trenutka pojave detonantnog izgaranja ($x_{izg}(\alpha_{det})$) utvrđeni eksperimentalno i simulacijom. U sva tri ciklusa ukupna energija oslobođena izgaranjem bila je oko 1539 J. Može se primjetiti da simulacijski model u usporedbi s eksperimentom na promatranim ciklusima dobro hvata trenutak pojave detonantnog izgaranja pri čemu se malo odstupanje javilo kod 300. ciklusa indeks intenziteta detonantnog izgaranja *KI* se zasniva na energiji sadržanoj u neizgorjeloj smjesi u trenutku pojave detonantnog izgaranja (izraz (4.11)), no iz podataka u tablici 21. kod eksperimentalno određenih vrijednosti razlika u vrijednosti indeksa *MAPO* se ne može objasniti razlikom u energiji koja je do pojave detonantnog izgaranja oslobođena izgaranjem. Preostala energija goriva u neizgorjeloj smjesi se kod 300. i 321. ciklusa neznatno razlikuje, a vrijednost indeksa *MAPO* za 321. ciklus je oko 9 puta veća nego kod 300. ciklusa. Iako se kod 321. ciklusa detonantno izgaranja javlja nešto ranije, tom činjenicom se ne može objasniti tako značajna razlika u vrijednostima indeksa *MAPO* jer simulacijom dobiveni intenzitet detonantnog izgaranja *KI* uzima u obzir trenutak početka detonantnog izgaranja te ne pokazuje značajan utjecaj razlike u početku detonantnog izgaranja za dva navedena ciklusa. Nadalje, detonantno izgaranje kod 309. ciklusa počinje nešto ranije nego kod 321. ciklusa, a 321. ciklus ima značajno veći vrijednost indeksa *MAPO*. Prema podacima o fazi izgaranja u trenutku pojave detonantnog izgaranja ($x_{izg}(\alpha_{det})$) može se zaključiti da u neizgorjeloj smjesi 321. ciklusa ima oko 2 % više energije u odnosu na 309. ciklus čime se ne može opravdati više od 9 puta veća vrijednost indeksa *MAPO* kod 321. ciklusa. Stoga, osim energije sadržane u neizgorjeloj smjesi postoje i drugi parametri koji utječu na intenzitet detonantnog izgaranja pojedinog ciklusa. Neki od mogućih utjecajnih parametara su lokalna nehomogenost smjese, smjer širenja fronte plamena, neujednačena temperatura stijenki prostora izgaranja i drugi. Dodatna

potvrda iznesenih tvrdnji može se vidjeti na slici 84. Na njoj su pokazani snimljeni profili tlaka 4 slična ciklusa radne točke H2. Pokazani profili tlaka pokazuju stohastičku prirodu promjene profila tlaka u cilindru najvjerojatnije uzrokovanu razlikama u napredovanju fronte plamena. Može se primjetiti da ciklus s najvećim vršnim tlakom i najvećim porastom tlaka (18. ciklus) nema najveću vrijednost indeksa *MAPO*, dok ciklus s najmanjim porastom tlaka (6. ciklus) detonira. Mogući razlog je da je izgaranje kod 18. ciklusa bilo dovoljno brzo, pa nije bilo dovoljno vremena da se u neizgorjeloj smjesi javi samozapaljenje. No, 7. i 19. ciklus imaju međusobno sličan porast tlaka, a samo 19. ciklus detonira.

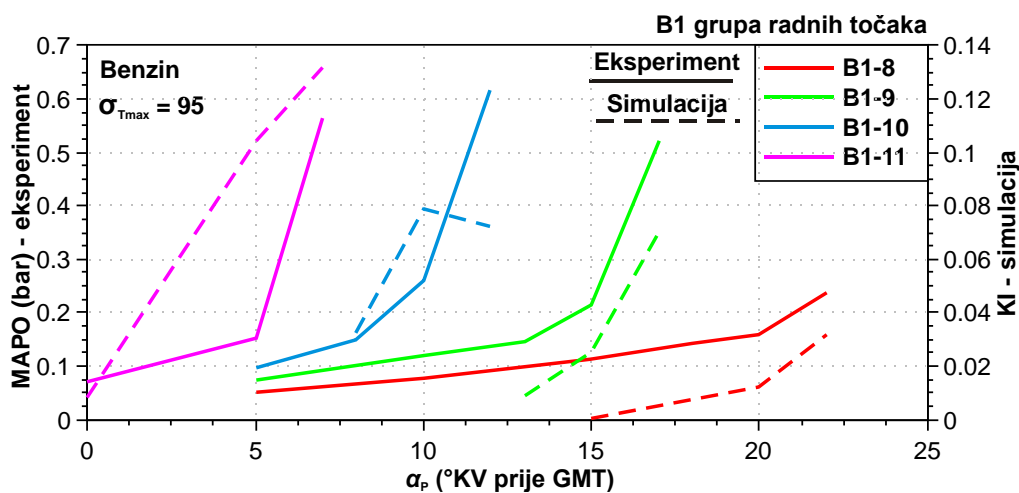


Slika 84. Izmjereni profili tlaka radne točke H2 za 6., 7., 18. i 19. ciklus

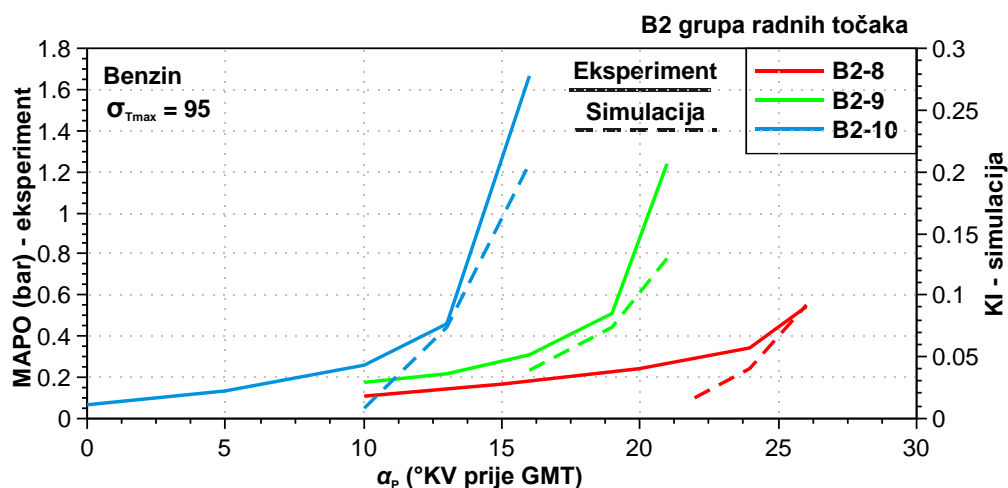
Iako model po ciklusima pokazuje određena odstupanja od eksperimenta, na razini osrednjenih vrijednosti indeksa detonantnog izgaranja pokazuje ponašanje koje se u značajnoj mjeri poklapa s eksperimentom.

6.1.4. Rezultati validacije za motorni benzin

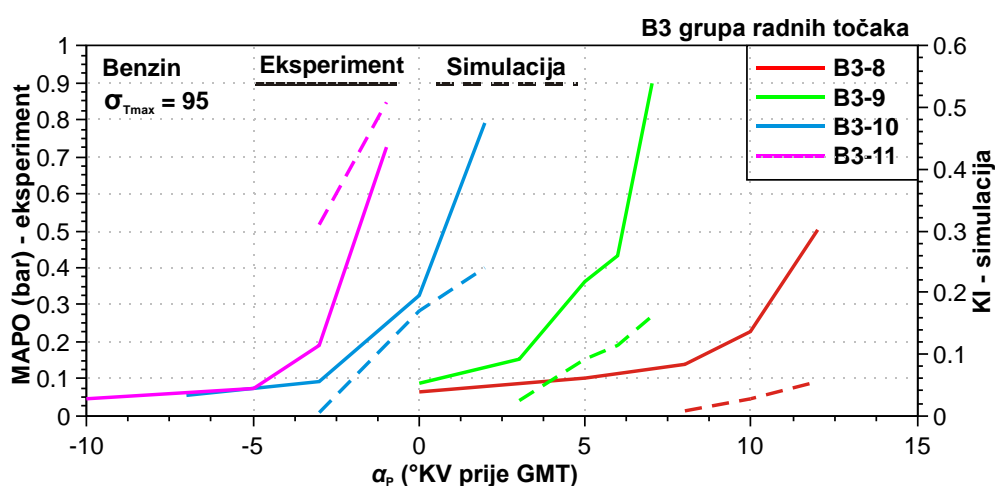
Validacija modela s benzinom napravljena je sa sve tri grupe radnih točaka. Iako je benzin po svom sastavu značajno kompleksnije gorivo od metana i n-heptana te je njegovo ponašanje puno teže simulirati, model pokazuje slično ponašanje kao s metanom i n-heptanom. Na slikama 85., 86. i 87. pokazana je usporedba srednje vrijednosti indeksa *MAPO* i intenziteta detonantnog izgaranja *KI* za sve simulirane radne točke. Grupe radnih točaka B2 (slika 86.) za sve radne točke pokazuju ponašanje modela koje se u zadovoljavajućoj mjeri poklapa s ponašanjem eksperimenta. Kod radne točke B3-10 nakon $\alpha_p = 0$ °KV prije GMT dolazi do blagog smanjivanja gradijenta porasta *KI* vrijednosti, dok je kod radne točke B1-10 u grupi B1 (slika 85.) *KI* vrijednost kod $\alpha_p = 11$ °KV prije GMT niži nego kod $\alpha_p = 10$ °KV prije GMT. Grupe točaka B1 i B3 su mjerene pri istoj brzini vrtnje ($n = 900$ 1/min).



Slika 85. Benzin: usporedba simulacije s eksperimentom na temelju srednje vrijednosti indeksa detonantnog izgaranja, grupa radnih točaka B1

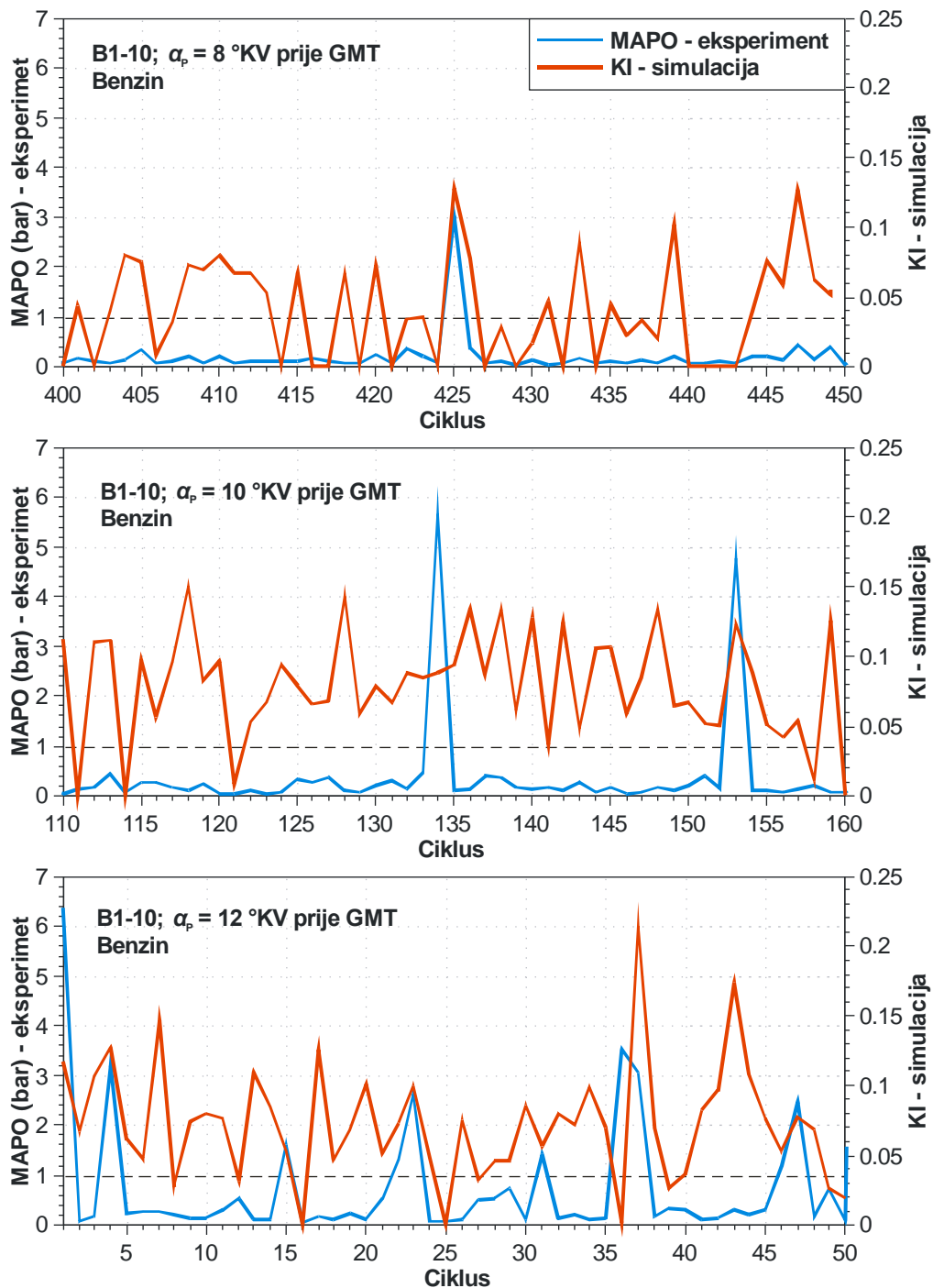


Slika 86. Benzin: usporedba simulacije s eksperimentom na temelju srednje vrijednosti indeksa detonantnog izgaranja, grupa radnih točaka B2



Slika 87. Benzin: usporedba simulacije s eksperimentom na temelju srednje vrijednosti indeksa detonantnog izgaranja, grupa radnih točaka B3

Na slici 88. pokazana je usporedba individualnih vrijednosti indeksa *MAPO* i simulacijom dobivenog *KI* indeksa intenziteta detonantnog izgaranja.



Slika 88. Benzin: usporedba simulacije s eksperimentom na temelju srednje vrijednosti indeksa detonantnog izgaranja za benzin, grupa radnih točaka B1

Vidljivo je da simulacija radne točke B1-10 kod točke paljenja $\alpha_p = 10^\circ$ KV prije GMT pokazuje veću sklonost detonantnom izgaranju nego pri $\alpha_p = 12^\circ$ KV prije GMT. Kako takvo ponašanje modela nije uočeno s metanom i n-heptanom razlog za pojavu uočene devijacije trebalo bi tražiti u tablicam za benzin koje ne opisuju ponašanje goriva tako dobro kao što je

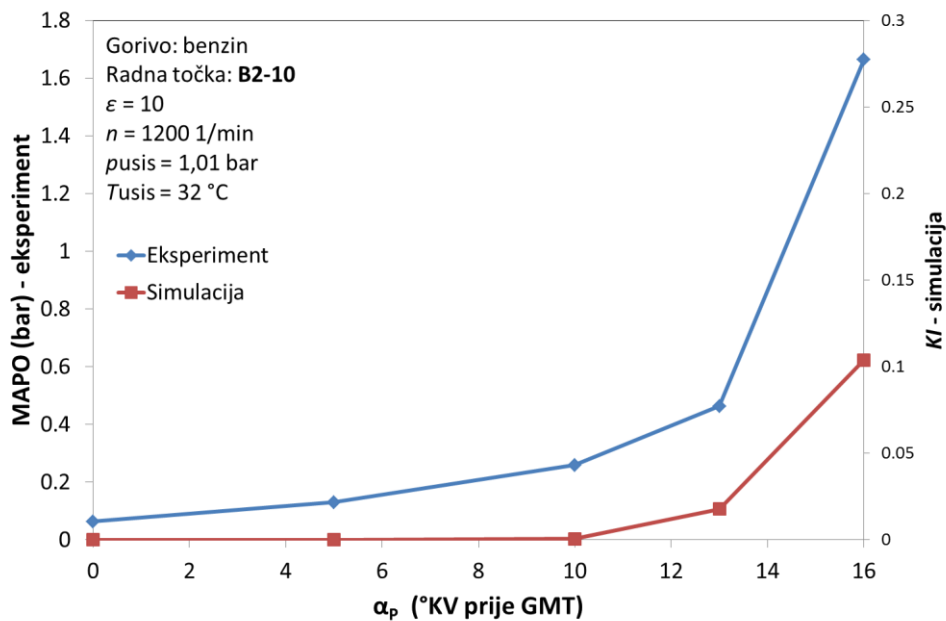
to slučaj kod jednomolekularnih goriva, metana i n-heptana. Iz tog razloga postoji veća vjerojatnosti da se vrijednosti za vremena iniciranja samozapaljenja u tablicama za benzin ne poklapaju s ponašanjem goriva korištenog tijekom mjerenja.

6.2. Zaključak o validaciji tabličnim modelom izgaranja

Simulacija radnih točaka izmjerenih s metanom, n-heptanom i benzinom je pokazala da iako po individualnim ciklusima postoje razlike u trenutku pojave detonantnog izgaranja i u procijeni njegovog intenziteta, može se reći da model dobro predviđa utjecaj promjene kompresijskog omjera, kuta prepaljenja, brzine vrtnje te tlaka i temperature svježe smjese na pojavu detonantnog izgaranja i to s istim parametrom modela za sve radne točke koje se odnose na isto gorivo. Nadalja, uočeno je da modelom nisu obuhvaćeni svi parametri koji utječu na intenzitet detonantnog izgaranja te je u budućnosti potrebno opsežnije istražiti ostale utjecajne parametre kako bi ih se moglo obuhvatiti modelom.

6.3. Simulacija izgaranja fraktalnim modelom izgaranja

Perspektiva modela je njegova primjena sa suvremenim kvazidimenzionalnim modelom izgaranja kakav je model predstavljen u [73], [58]. U prethodnim poglavljima izgaranje je simulirano tablicama brzine oslobađanja topline izrađenim na temelju eksperimenta. Međutim, puna primjena modela će se postići ako se izgaranje bude simuliralo modelom izgaranja koji nije unaprijed zadan, a u ovom slučaju za takvu provjeru iskorišten je fraktalni model izgaranja. U ovoj provjeri simulirani su parametri radne točke B2-10 s benzinom. Parametri fraktalnog modela izgaranja bili su namješteni tako da se postiglo podudaranje srednjeg indiciranog tlaka s eksperimentalnom vrijednošću kod točke paljenja od 5°KV prije GMT. Perturbacija konstante proizvodnje turbulencije, kojom se u fraktalnom modelu utječe na formiranje turbulentne kinetičke energije tijekom izmjene radnog medija i utječe na trenutak paljenja smjese i brzinu napredovanja fronte plamena [73], postavljena je tako da je u istoj radnoj točki dobiven isti koeficijent varijacije (CoV) srednjeg efektivnog tlaka. S tako podešenim modelom je postignut samo promjenom vrijednosti točke paljenja u modelu. Na slici 89. uspoređeni su rezultati srednje vrijednosti indikatora detonacije dobiveni eksperimentom s rezultatima dobivenim simulacijom. Početak detonantnog izgaranja u eksperimentu se na toj slici može uočiti po naglom porastu vrijednosti *MAPO*, koji se u ovom slučaju događa ako je vrijednost točke paljenja veća od 13°KV.



Slika 89. Usporedba simulacije i eksperimenta za radnu točku B2-10

U simulaciji je primijenjen sličan postupak da bi se odredila granična točka paljenja za pojavu detinantnog izgaranja i kao što je pokazano na slici 89., to se također događa kod vrijednosti točke paljenja od 13°KV. To pokazuje veoma dobro podudaranje rezultata za točku paljenja u trenutku početka detonantnog izgaranja, kod simulacije i kod eksperimenta.

7. Zaključak

Tijekom istraživanja provedenih u okviru izrade ove disertacije razvijen je novi model detonantnog izgaranja za 0-D simulacijske modele Ottovog motora. Za ocjenu pojave detonantnog izgaranja modelom se modelira temperaturna raspodjela u neizgorjeloj smjesi te integralom detonantnog izgaranja kontrolira pojava samozapaljenja, a u slučaju pojave samozapaljenja procjenjuje se intenzitet detonantnog izgaranja. Novi model je ugrađen u programski paket AVL Boost.

7.1. Glavna postignuća rada

Prvo postignuće u odnosu na postojeće modele je istovremena primjena dvaju integrala detonantnog izgaranja, jednog za detekciju pojave niskotemperaturnog izgaranja, takozvanog hladnog plamena koji se javlja prije pojave samozapaljenja, a drugog za detekciju visokotemperaturnog izgaranja, odnosno pojave samozapaljenja. Ponašanje goriva je opisano tablicama koje sadrže vremena iniciranja niskotemperaturnog i visokotemperaturnog izgaranja, izračunata detaljnim modelom kinetike kemijskih reakcija oksidacije goriva sa zrakom. Tablice sadrže vrijednosti vremena iniciranja samozapaljenja za spektar tlakova, temperatura, faktora zraka smjese i udjela zaostalih produkata izgaranja koji se uobičajeno javljaju kod Ottovih motora.

Drugo postignuće je podmodel za proračun temperaturne raspodjele kojom se omogućuje predviđanje pojave detonantnog izgaranja bez prilagođavanja izvornih podataka o ponašanju goriva u neizgorjeloj smjesi, kao što je to napravljeno u drugim modelima. Stoga, da bi se novim modelom obuhvatio utjecaj goriva na pojavu detonantnog izgaranja, dovoljno je samo uporabiti tablice za odgovarajuće gorivo.

Da bi se pripremili podaci za validaciju modela, u procesu eksperimentalne analize proučena je pojava detonantnog izgaranja kod tri različita goriva: metana, n-heptana i benzina. Metan i n-heptan su goriva jednostavnog sastava za koja postoji velik broj dobro validiranih mehanizama kemijske kinetike te se može smatrati da tablice za metan i n-heptan dobro opisuju ponašanje smjesa tih dvaju goriva kod izgaranja sa zrakom. Nasuprot tome, benzin je gorivo znatno složenijeg sastava te postoji velika vjerojatnost da se ponašanje goriva prema tablicama dobivenim proračunom kinetike kemijskih reakcija oksidacije modela goriva u potpunosti ne podudara s ponašanjem realnog goriva čime se mogu unijeti značajnije greške tijekom računanja integrala detonantnog izgaranja.

Sposobnost novog modela da predviđa pojavu detonantnog izgaranja je validirana uspoređivanjem rezultata simulacije s predhodno obrađenim eksperimentalnim podacima. U procesu validacije su uspoređeni rezultati simulacija s rezultatima eksperimenta te je napravljena detaljna analiza ponašanja modela sa sva tri goriva, metanom, n-heptanom i benzinom. Kao rezultat su izvedeni sljedeći zaključci:

(1) U numeričkom modelu, vrijednost parametra za podešavanje $\sigma_{T_{max}}$ kojim se definira razina temperaturne raspodjele je veća kod većih kompresijskih omjera što potvrđuju rezultati eksperimenta. Razlog tomu je što je s povećanjem kompresijskog omjera volumen u blizini GMT manji, pa je stoga utjecaj stijenki i plamena na smjesu u neizgorjeloj zoni jači a raspršenost temperature je veća.

(2) Na razini pojedinačnog ciklusa usporedba rezultata eksperimenta i simulacije pokazuje da ciklusi u kojima se pojavljuje detonantno izgaranje u eksperimentu pokazuju detonantno izgaranje i u simulaciji, ali se indikatori detonantnog izgaranja ne podudaraju nužno u svakom ciklusu. Isto tako simulacija predviđa detonantno izgaranje u nekim ciklusima u kojima ga kod eksperimenta nema. Razlog tomu je što kod eksperimenta postoje dodatni utjecaji koji kod simulacije nisu uzeti u obzir. Simulacijski model predviđa pojavu detonantnog izgaranja na osnovi profila temperature i tlaka, uz pretpostavku homogene smjese. Mogući utjecaji koji nisu uključeni u model su nehomogenost smjese, promjene u smjeru širenja plamena, vruća mjesta ili tragovi ulja, nejednolika temperatura stijenke. Osim toga, izračun intenziteta detonantnog izgaranja u modelu uzima u obzir samo volumen prostora izgaranja na početku detonantnog izgaranja, brzinu vrtnje motora i maseni udio neizgorjele smjese, dok eksperimentalni rezultati pokazuju da detonantno izgaranje ovisi i o drugim faktorima.

(3) Kod metana i n-heptana prosječne vrijednosti indikatora intenziteta detonantnog izgaranja kod simuliranih radnih točaka pri nekoliko različitih točaka paljenja, izračunati istim setom proračunskih konstanta, pokazuju dobro predviđanje detonantnog izgaranja. Simulacijom se mogu dobro pokazati trendovi promjena u pojavi detonantnog izgaranja kod promjene kompresijskog omjera i brzine vrtnje motora.

(4) Kod benzina prosječni vrijednosti indikatora intenziteta detonantnog izgaranja kod nekih radnih točaka, izračunatih također istim setom proračunskih konstanti, pokazuju trendove promjena u intenzitetu detonantnog izgaranja koje nisu u skladu s eksperimentom. Pritom promjena trenda u intenzitetu detonantnog izgaranja znači smanjivanje srednjeg intenziteta detonantnog izgaranja s povećanjem kuta pretpaljenja. Moguće uzroke ovakvom ponašanju modela, kojega nije bilo u slučaju metan i n-heptana, treba tražiti u velikoj vjerojatnosti da se

primijenjene tablice samozapaljenja ne podudaraju u potpunosti s ponašanjem upotrijebljenog benzina u pogledu samozapaljenja. Međutim, razlike između eksperimenta i simulacija su znatno manje od razlika koje se dobivaju ako se mijenjaju tlak i temperatura usisa, brzina vrtnje motora ili kompresijski omjer.

(5) Konačan zaključak je da se modelom može predvidjeti utjecaj promjena koje na pojavu detonantnog izgaranja u motoru imaju kompresijski omjer, tlak usisa, temperatura usisa, točka paljenja i brzina vrtnje. Rezultati pokazanih primjera dobiveni primjenom fraktalnog modela izgaranja pokazuju veoma obećavajuću budućnost 0-D simulacijskih modela za predviđanje performansi motora uz uključivanje ograničenja što ih nameće pojava detonacije.

(6) Razvijeni model detonantnog izgaranja značajno ne povećava vrijeme računanja 0-D modela. Povećanje vremena računanja u slučajevima primjene tabličnog modela (tablice brzine izgaranja) iznosilo je oko 10 %, dok je u slučaju primjene naprednog fraktalnog modela izgaranja ovo povećanje bilo manje i iznosilo je približno 2 %. Budući da su ukupna vremena izračuna kod 0-D modela, za jedan ciklus, reda veličine nekoliko sekundi, povećanje računalnog vremena ne predstavlja ograničenje za primjenu novog modela detonantnog izgaranja sa suvremenim kvazidimenzionalnim modelima izgaranja.

7.2. Izvorni znanstveni doprinos

Istraživački rad proveden tijekom izrade ove disertacije rezultirao je sljedećim znanstvenim doprinosima u području simulacija detonantnog izgaranja u Ottovom motoru:

- razvijen je model temperaturne razdiobe u neizgorjeloj zoni 0-D dvozonskog modela izgaranja koji se kalibrira jednim parametrom $\sigma_{T,max}$ koji predstavlja najveće rasipanje temperature u neizgorjeloj smjesi tijekom izgaranja,
- razvijen je novi model proračuna trenutka pojave samozapaljenja u kojemu se primjenjuju dva integrala detonantnog izgaranja koji koriste tablicama koje opisuju sklonost goriva pojavi samozapaljenja, a obuhvaćaju niskotemperaturno i visokotemperaturno samozapaljenja goriva,
- primijenjen je novi pristup modeliranju detonantnog izgaranja pri čemu se modelira temperaturna raspodjela u neizgorjeloj zoni 0-D proračunskog modela izgaranja, a gorivo se modelira detaljnim tablicama s vremenima iniciranja samozapaljenja smjese goriva i zraka. Ovaj pristup omogućuje predviđanje pojave detonacije individualnih

ciklusa pa je stoga pogodan za simulacije koje uključuju cikličke varijacije u izgaranju.

7.3. Mogući smjerovi nastavka istraživačkog rada

Nasuprot novom modelu detonantnog izgaranja čiji podmodel za izračun intenziteta detonantnog izgaranja u obzir uzima samo volumen prostora izgaranja u trenutku pojave samozapaljenja u neizgorjeloj smjesi, brzinu vrtnje motora i maseni udio neizgorjele smjese, eksperimentalni rezultati pokazuju da intenzitet detonantnog izgaranja ovisi i o drugim faktorima kao što su promjene u smjeru širenja fronte plamena, nehomogenost smjese, vruća mjesta u neizgorjeloj smjesi itd. Stoga bi nastavak istraživanja mogao biti usmjeren prema razvoju novog podmodela za izračun intenziteta detonantnog izgaranja koji bi obuhvaćao i te parametre.

Nadalje, predstavljeni model detonantnog izgaranja mogao bi biti osnovom razvoja novog modela kod kojega bi se vjerojatnost pojave detonantnog izgaranja procjenjivala na temelju tlaka osrednjenog ciklusa i koeficijenta varijacije srednjeg indiciranog tlaka.

Popis citirane literature

- [1] Heywood, B. J.: *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw – Hill, USA, 1988
- [2] Merker, P. G., Schwarz, C.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren; Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung*, GWV Fachverlagsgruppe GmbH, Wiesbaden 2009.
- [3] Pischinger, R., Klell, M., Sams, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, SpringerWien NewYork, ISBN 978–3211–99276–0, 2009.
- [4] Warnatz, J., Mass, U., Dibble, R.W.: *Combustion: physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation*, 4th ed. Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2006.
- [5] *Regulation (EC) No 443/2009 of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 setting emission performance standards for new passenger cars as part of the Community's integrated approach to reduce CO2 emissions from light-duty vehicles*. Official Journal of the European Union, 5.6.2009, L 140/1 – L 140/15.
- [6] Šagi, G., Tomić, R., Ilinčić, P.: *Razvoj propisa o dopuštenim emisijama štetnih tvari iz motora s unutarnjim izgaranjem*, Goriva i maziva, GOMABN, Vol. 48, No. 2, 159 – 188, 2009.
- [7] *Monitoring the CO2 emissions from new passenger cars in the EU: summary of data for 2010*. European Environment Agency, www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/co2-cars-emission, [Monitoring_CO2_emissions_from_new_passenger_cars_in_EU27.pdf](http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/co2-cars-emission/Monitoring_CO2_emissions_from_new_passenger_cars_in_EU27.pdf)
- [8] Golloch R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren – Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*, Springer – Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 3–540–23883–2, 2005.
- [9] Van Basshuysen, R. et al: *Ottomotoren mit Direkteinspritzung-Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*, Springer – Vieweg, Springer Fachmedien Wiesbaden, ISBN 978-3-658-01407-0, 2013.
- [10] Rottengruber, H., Todsén, E. C.: *Potentials and limits of downsizing*, 4th International Conference on Knocking in Gasoline Engines, Berlin, 2013.
- [11] Freeland, P., Warth, M., Maht, B.: *Minimising autoignition for optimum efficiency in high specific output spark-ignited engines*, 4th International Conference on Knocking in Gasoline Engines, Berlin, 2013.
- [12] MAHLE GmbH: *Cylinder components*, Vieweg+Teubner, GWV Fachverlagsgruppe GmbH, Wiesbaden, ISBN 978–3–8348–0785–4, 2010.
- [13] Bargende, M.: *Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelregelung*, MTZ – Motortechnische Zeitschrift 56, Nr. 10, S. 632–638, 1995.
- [14] *Sonderforschungsbericht 224 „Motorische Verbrennung“*, 2001, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen, Deutsche Forschungsgemeinschaft DFG, <http://www.sfb224.rwth-aachen.de/>
- [15] Sir Ricardo, H., R.: *Der schnelleufende Verbrennungsmotor, dritte Auflage* (übersetzt nach der vierten englischen Auflage), Springer-Varlag, 1954.

- [16] Kawahara, N., Tomita, E.: *Visualisation of auto-ignition and pressure waves during knocking in a hydrogen spark-ignition engine*, International Journal of Hydrogen Energy 34, 3156 – 3163, 2009.
- [17] Kawahara, N., Tomita, E., Sakata, Y.: *Auto-ignited kernels during knocking combustion in a spark-ignited engine*, Proceeding of the Combustion Institute 31, 2000 – 2006, 2007.
- [18] Schießl, R., Maas, U.: *Analysis of endgas temperature fluctuations in a SI engine by laser-induced fluorescence*, Combustion and Flame 133, 19 - 27, 2002.
- [19] Rothe, M., Heidenrich, T., Spicher, U.: *Knock Behavior of SI-Engines: Thermodynamic Analysis of Knock Onset Location and Knock Intensities*, SAE Technical Paper 2006-01-0225, 2006.
- [20] Peters, N., Kerschgens, B., Jochim, B., Paczko, G.: *Mega-knock in super-sharged gasoline engines interpreted as a localized developing detonation*, 4th International Conference on Knocking in Gasoline Engines, Berlin, 2013.
- [21] Zhen, X., Wang, Y., Xu, S., Zhu, Y., Tao, C., Xu, T., Song, M.: *The engine knock analysis – An overview*, Applied Energy 92, 628 – 636, 2012.
- [22] Tschann, P., Hable, W., Mack, J. H., Dibble, R. W.: *Determination of Research Octane Number (RON) for Blends of Ethanol, Propanol, Butanol, and Pentanol in Gasoline*, Fuel – The Science and Technology of Fuel and Energy, November 5, 2009.
- [23] Brecq, G., Bellettre, J., Tazerout, M.: *A new indicator for knock detection in gas SI engines*, International Journal of Thermal Sciences, July 8, 2002.
- [24] Rahmouni, C., Brecq, G., Tazerout, M., Le Corre, O.: *Knock rating of gaseous fuels in a single cylinder spark ignition engine*, Fuel – The Science and Technology of Fuel and Energy, August 6, 2003.
- [25] Livengood, J. C., Wu, P. C.: *Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machine*, 5th International Symposium on combustion, vol. 347, 1955.
- [26] Douaud, A., Eyzat, P.: *Four-Octane-Number Methode for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines*, SAE Technical Paper 780080, 1978.
- [27] Worret, R., Bernhardt, S., Schwarz, F., Spicher, U.: *Application of Different Cylinder Pressure Based Knock Detection Methods in Spark Ignition Engines*, SAE Technical Paper 2002-01-1668, 2002.
- [28] Wodausch, J., Momberg, J., Roux, J., Holdack-Janussen, H., van Niekerk, T.: *Auto-ignition Prediction During Hot Start Conditions*, R&D Journal of the South African Institution of Mechanical Engineering 26, 53 – 57, 2010.
- [29] Moses, E., Yarin, A. L., Bar-Yoseph, P.: *On Knocking Prediction in Spark Ignition Engines*, Combustion and Flame 101, 239 – 261, 1995.
- [30] Hajireza, S., Mauss, F., Sundén, B.: *Two-Zone Model of Gas Thermodynamic State in SI Engines with Relevance for Knock*, The Forth International Symposium 98, 1998.
- [31] Halsted, M. P., Kirsch, L. J., Qinn, C. P.: *The autoignition of hydrocarbon fuel at high temperatures and pressures – fitting of a mathematical model*, Combustion and Flame 30, 1977.

- [32] Cox, R. A., Myhill, R. G., Sweetenham, W. P.: *Knock Prediction in Spark Ignited Engines*, Proceeding of the Third International Conference of Numerical Combustion, Juan les Pins, Antibes, May 23 – 26, 1989.
- [33] Ban, M.: *Numerical Modelling of Auto-Ignition Chemistry Kinetics in Computational Fluid Dynamics*, doktorska disertacija, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2011.
- [34] Ban, M., Duić, N.: *Adaptation of N-Heptane Autignition Tabulation for Complex Chemistry Mechanisms*, Thermal Science 15, 135 – 144, 2011.
- [35] Knop, V., Michel, J. B., Colin, O.: *On the use of a tabulation approach to model auto-ignition during flame propagation in SI engines*, Applied Energy 88, 4968 – 4979, 2011.
- [36] D'Errico, G., Lucchini, T., Onorati, A., Mehl, M., Faravelli, T., Ranzi, E., Merola, S., Veglieco, B. M.: *Development and Experimental Validation of a Combustion Model with Detailed Chemistry for Knock Predictions*, SAE Technical Paper 2007-01-0938, 2007.
- [37] Bozza, F., Siano, F., Torella, E.: *Cycle-by-Cycle Analysis, Knock Modeling and Spark-Advance Settings of a „Downsized“ Spark-Ignition Turbocharged Engine*, SAE Technical Paper 2009-24-0020, 2009.
- [38] Richard, S., Bougrine, S., Font, G., Lafossas, F. A., Le Berr, F.: *On the reduction of a 3D CFD Combustion Model to Build a Physical 0D Model for Simulating Heat Release, Knock and Pollutants in SI Engines*, Oil & Gas Science and Technology Vol. 64, 223 – 242, 2009.
- [39] Lafossas, F., Castagne, M., Dumas, J. P., Heriot, S.: *Development and validation of a knock model in spark ignition engines using a CFD code*, SAE Technical Paper 2002-01-2701, 2002.
- [40] Schünemann, E., Witt, A., Seider, M., Schwarz, C.: *Pre-ignition analysis on a turbocharged gasoline engine with direct injection*, 4th International Conference on Knocking in Gasoline Engines, Berlin, 2013.
- [41] Dahnz, C., Spicher, U.: *Irregular combustion in supercharged spark ignition engines – pre-ignition and other phenomena*, International Journal of Engine Research Vol. 11, Special Issue Paper 485, 2010.
- [42] Döhler, A., Pritz, S.: *A contribution to better understanding the pre-ignition phenomenon in highly sherged internal combustion engines with direct fuel injection*, 4th International Conference on Knocking in Gasoline Engines, Berlin, 2013.
- [43] Palaveev, S., Magar, M., Disch, C., Schießl, R., Kubach, H., Spicher, U., Mass, U., Koch, T.: *Simulations and experimental investigation of intermittent pre-ignition series in turbocharged DISI engines*, 4th International Conference on Knocking in Gasoline Engines, Berlin, 2013.
- [44] Kaden, A., Frommelt, A., Gildein, H., Kraus, E., Schaupp, U.: *Knocking simulations at Mercedes-Benz – application in series production development*, 4th International Conference on Knocking in Gasoline Engines, Berlin, 2013.
- [45] Kieberger, M., Biehl, D.: *Continental's pre-ignition and glow ignition function – detection and avoidance of irregular combustions*, 4th International Conference on Knocking in Gasoline Engines, Berlin, 2013.

- [46] Ohler, S.: *Entwicklung und Vergleich von Kriterien zur Erkennung der klopfenden Verbrennung in Ottomotoren*, doktorska disertacija, Fakultät für Maschinenbau der Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2014.
- [47] Curry, S.: *A Three-Dimensional Study of Flame Propagation in a Spark Ignition Engine*, SAE Technical Paper 71, 1963.
- [48] Maly, R., Ziegler, G.: *Thermal Combustion Modeling – Theoretical and Experimental Investigation of Knocking Process*, SAE Technical Paper 820759, 1982.
- [49] Bäuerle, B.: *Untersuchung der zeitlicher Entwicklung von Klopfzentren im Endgas eines Zweitakt – Ottomotors mittels zweidimensionaler laserinduzierter Fluoreszenz von Formaldehyd*, doktorska disertacija, Fakultät Energietechnik, Universität Stuttgart, 2001.
- [50] Bradley, D., Kalgahatgi, G. T.: *Influence of autoignition delay time characteristics of different fuels on pressure waves and knock in reciprocating engines*, Combustion and Flame 156, 2307 - 2318, 2009.
- [51] Baumgarten, C.: *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*, Springer – Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 10 3-540-30835-0, 2006.
- [52] Liang, L.: *Miltidimensional Modeling of Combustion and Knock in Spark-Ignition engines with Detailed Chemical Kinetics*, doktorska disertacija, University of Wisconsin-Madison, 2006.
- [53] Dobes, T., Hirsch, A., Kapus, P., Ninaus, M., Ogris, M., Philipp, H., Winklhofer, E.: *Irregulare combustion: development and calibration of highly boosted SI engines*, 4th International Conference on Knocking in Gasoline Engines, Berlin, 2013.
- [54] Van Basshuysen, R., Schäfer, F.: *Lexikon Motorentchnik*, Vieweg & Sohn Verlag, ISBN 3-528-03903-5, 2004.
- [55] Metghalchi, M., Keck, J. C.: *Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane and Indolene at High Pressure and Temperature*, Combustion and Flame, 1982.
- [56] Liberman, M.: *Introduction to Physics and Chemistry of Combustion*, Springer – Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-78758-7, 2008.
- [57] Vibe, I. I.: *Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren*, WEB Verlag Technik, Berlin, 1970.
- [58] Sjerić, M.: *New Physically Based Sub-Models for the Cycle-Simulation of Spark-Ignition Engine* doktorska disertacija, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2014.
- [59] *Rezultati mjerenja koja je doc. dr. sc. Darko Kozarac proveo na laboratorijskom motoru Waukesha CFR F4, za vrijeme studentskog boravka na University of California, Berkely, 2011. i 2012. godine*
- [60] Einwall, P., Johansson, B.: *A Cylinder to Cylinder and Cycle to Cycle Variations in a Six Cylinder Lean Burn Natural Gas Engine*, SAE Technical Paper 2000-01-1941, 2000.
- [61] Ceviz, M. A., Sen, A. K., Küleri, A. K., Öner, İ. V.: *Engine performance, exhaust emissions, and cyclic variations in a lean-burn SI engine fueled by gasoline-hydrogen blends*, Applied Thermal Engineering, Volume 36, 314 - 324, 2012.

- [62] Matthias, N., Wallner, T., Scarcelli, R.: *Analysis of Cyclic Variability and the Effect of Dilute Combustion in a Gasoline Direct Injection Engine*, SAE Technical Paper 2014-01-1238, 2014.
- [63] Lange, K., Vorberg, G.: *Brennraumgestaltung bei Ottomotoren – Einfluß auf Flammenausbreitung, Oktanzahlbedarf, Wirkungsgrad und Abgasemission*, MTZ Motortechnische Zeitschrift 38, Heft 2, 47 – 51., 1977.
- [64] Hubert, K., Hauber, J., Raba, A., Nell, R.: *Neues Kraftstoffprüfverfahren zur bedimmung der Klopfestigkeit*, MTZ Motortechnische Zeitschrift 74, Heft 7, 611 – 617., 2013.
- [65] Pöschl, M.: *Einfluss von Temperaturinhomogenitäten auf den Reaktionsablauf bei der klopfenden Verbrennung*, doktorska disertacija, Fakultät für Maschinenbau, Technische Universität München, 2006.
- [66] Woschni, G., Fieger, J.: *Experimentelle Untersuchung zum Wärmeübergang bei normaler und klopfender Verbrennung im Ottomotor*, MTZ Motortechnische Zeitschrift 43, Heft 2, 63 – 67., 1982.
- [67] *Ottomotor – Management / Bosch*, 1. Auflage, Vieweg, Braunschweig / Wiesbaden, ISBN 3-528-03877-2, 1998.
- [68] Eiser, A., Doerr, J., Jung, M., Adam, S.: *Der neue 1,8-l-TFSI-Motor von Audi; Teil 1: Grundmotor und Thermomanagement*, MTZ Motortechnische Zeitschrift 76, Heft 6, 466 – 474, 2011.
- [69] Heiduk, T., Kuhn, M. et al.: *Der neue 1,8-l-TFSI-Motor von Audi; Teil 2: Gemischbildung, Brennverfahren und Aufladung*, MTZ Motortechnische Zeitschrift 76, Heft 8, 596 – 604, 2011.
- [70] Lämmle, C.: *Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in Compressed Natural Gas Engine*, doktorska disertacija, ETH Zurich, 2005.
- [71] Millo, F., Rolando, L., Pautasso, E., Servetto, E.: *A Methodology to Mimic Cycle to Cycle Variations and to Predict Knock Occurrence through Numerical Simulation*, SAE Technical Paper 2014-01-1070, 2014.
- [72] Steurs, K., Blomberg, C. B., Boulouchos, K.: *Knock in an Ethanol Fueled Spark Ignition Engine: Detection Methods with Cycle – Statistical Analysis and Predictions Using Different Auto – Ignition Models*, SAE Technical Paper 2014-01-1215, 2014.
- [73] Sjeric, M., Kozarac, D., Taritas, I.: *Experimentally Supported Modeling of Cycle – to – Cycle Variations of SI Engines Using Cycle – Simulation Model*, SAE Technical Paper 2014-01-1069, 2014.
- [74] Fontana, G., Bozza, F., Galloni, E., Siano, D.: *Experimental and Numerical Analyses for the Characterization of the cyclic Dispersion and Knock Occurrence in a Small – Sized SI Engine*, SAE Technical Paper 2010-32-0069, 2010.
- [75] Korisnički priručnik AVL FIRE – version 2011, *Combustion / Emission Module*, Edition 10/2011, 2011.
- [76] Cavanna, F., Garagnani, N., Lanzoni, R., Sgatti, S., Zanotti, M.: *Knock detection strategies based on engine acoustic emission analysis*, 4th International Conference on Knocking in Gasoline Engines, Berlin, 2013.

- [77] Etefagh, M. M., Sadeghi, M. H., Pirouzpanah, V., Arjmandi Tash, H.: *Knock detection in spark ignition engines by vibration analysis of cylinder block: A parametric modeling approach*, Mechanical Systems and Signal Processing 22, 1495 – 1514, 2008.
- [78] Van Blarigan, A., Kozarac, D., Seiser, R., Chen, J. Y., Cattolica, R., Dibble, R.: *Spark-Ignition engine NO_x emissions in a low-nitrogen oxycombustion environment*, Applied Energy, Vol. 118, 22 – 32, 2014.
- [79] Borg, J. M.: *Characterization and Measurement of Autoignition and Knock in a Spark Ignition Engine*, doktorska disertacija, Rochester, Oakland University, Michigan, 2007.
- [80] Fischer, M., Günther, M., Röpke, K., Lindermann, M., Placzek, R.: *Klopferkennung im Ottomotor; Neue Tools und Methoden in der Serienentwicklung*, MTZ Motortechnische Zeitschrift 64, Heft 3, 186 – 194, 2003.
- [81] Diana, S., Gilio, V., Iorio, B., Police, G.: *Evaluation of the effect of EGR on engine knock*, SAE Technical Paper 872149, 1987.
- [82] Igbal, A.: *Fundamentals of Knock*, doktorska disertacija, Graduate Program in Mechanical Engineering, The Ohio State University, 2012.
- [83] Liang, L.: *Multidimensional Modeling of Combustion and Knock in Spark-Ignition Engines with Detailed Chemical Kinetics*, doktorska disertacija, University of Wisconsin - Madison, 2006.
- [84] Woschni, G.: *A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Internal Combustion Engines*, SAE Technical Paper 6700931, 1978
- [85] Smith, G., Bowman, T., Frenklach, M. GRI 3.0. [Online], http://www.me.berkeley.edu/gri_mech
- [86] Curran, H. J., Gaffuri, P., Pitz, W. J., Westbrook, C. K.: *A Comprehensive Modeling Study of n-Heptane Oxidation*, Combustion and Flame 42 (1-2), 149 – 177, 1998.
- [87] Andrea, J., Johansson, D., Björnborn, P., Risberg, P., Kalgahatgi, G.: *Co-oxidation in auto-ignition of primary reference fuels and n-heptane/toluene blends*, Combustion and Flame 140, 267 – 286, 2005.

Kratak životopis

Rudolf Tomić rođen je 17. kolovoza 1981. godine u Požegi. Osnovnu školu završava 1995. godine u Kaptolu pored Požege, Gimnaziju u Požegi 1999. godine, kad upisuje i Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. Diplomirao je 2006. godine na Konstrukcijskom smjeru, usmjerenje Strojarske konstrukcije. Od 2007. godine zaposlen je prvo kao stručni suradnik, a od 2009. godine kao znanstveni novak na istoj ustanovi, na Katedri za motore i vozila. Tijekom rada na fakultetu sudjelovao je na tehnologijskom, znanstvenom te ostalim projektima Katedre za motore i vozila. Osim toga aktivno sudjeluje i u nastavi iz kolegija Katedre. Sudjelovao je na dvama projektima razvoja vozila u suradnji s gospodarstvom. Područje istraživanja su mu simulacije motora s unutarnjim izgaranjem. Kao autor ili koautor objavio je 19 znanstvenih i stručnih radova u časopisima i zbornicima skupova u Hrvatskoj i inozemstvu. Služi se njemačkim i engleskim jezikom.

Kratak životopis na engleskom jeziku

Rudolf Tomić was born on August 17, 1981 in Požega. In 1995 he finished elementary school in Kaptol near Požega. In 1999 he finished the high school in Požega and enrolled at the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture (FAMENA) of the University of Zagreb. He graduated from the Department of Mechanical Design, Mechanical Design in 2007. Since 2007, he has been employed at the FAMENA at the Chair of IC Engines and Motor Vehicles, first as a professional associate and then, since 2009, as a research assistant. He has worked on several projects. In addition to being involved with the project work, he has taken an active part in teaching several courses at the same Chair. Also, he has worked on two joint projects of vehicle development. Today, his fields of interest are simulation internal combustion engines. As the author or co-author he has published 19 scientific and professional papers in journals and conference proceedings in Croatia and abroad. He can speak and write German and English.