

Analiza primjenjivosti 0D modela izgaranja Ottovog motora na radne točke koje koriste povrat ispušnih plinova

Mustać, Stipe

Master's thesis / Diplomski rad

2018

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:770189>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-28**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Diplomski rad

Stipe Mustać

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

**Analiza primjenjivosti 0-D modela
izgaranja Ottovog motora na radne točke
koje koriste povrat ispušnih plinova**

Mentor:

Prof. dr. sc. Darko Kozarac, dipl. ing.

Student:

Stipe Mustać

Zagreb, 2018.

Izjavljujem kako sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija, navedenu literaturu, opremu iz Laboratorija za motore i vozila te opremu s Katedre za motore i vozila.

Stipe Mustać

Zahvala

Prvo bih se zahvalio svome mentoru profesoru dr. sc. Darku Kozaracu na pomoći u tumačenju dobivenih rezultata simulacija kao i na pomoći u izradi i pisanju ovoga rada te na svim savjetima i komentarima.

Veliko hvala docentu dr. sc. Momiru Sjeriću na detaljnom tumačenju korištenih simulacijskih modela te pomoći u izradi simulacija.

Zahvaljujem se asistentu Mladenu Božiću na pripremi i tumačenju eksperimentalnih podataka.

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

Stipe Mustać

Gdje ima truda, ima i uspjeha.

Jigoro Kano





SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Stipe Mustać**

Mat. br.: 0035190725

Naslov rada na hrvatskom jeziku:

Analiza primjenjivosti 0D modela izgaranja Ottovog motora na radne točke koje koriste povrat ispušnih plinova.

Naslov rada na engleskom jeziku:

The analysis of applicability of 0D SI combustion models in operating conditions that use exhaust gas recirculation.

Opis zadatka:

Programi za simulaciju rada motora s unutarnjim izgaranjem svakim danom sve više dobivaju na značaju. Pri tom postoje programi koji koriste vrlo složene i detaljne proračune (npr. 3D CFD programi) čiji proračun traje dosta dugo, ali zato rezultat u manjoj mjeri ovisi o parametrima modela. S druge strane postoje programi koji koriste mnogo jednostavnije modele (bezdimenzijske ili 0D modele), čiji je proračun zbog toga mnogo brži, ali zato rezultati često ovise o parametrima modela. Kod 0D simulacija model se prije korištenja parametrizira usporedbom s rezultatima eksperimenata. Cilj modela je da nakon parametriziranja uz što manje promjene parametara model daje dobra rješenja u širokom spektru radnih uvjeta motora. S obzirom da se u suvremenim Ottovim motorima sve više koristi povrat ispušnih plinova (engl. Exhaust Gas Recirculation - EGR) kao mjera smanjenja sklonosti pojavi detonaciji, smanjenja temperature ispuha te smanjenja emisije NO_x , važno je da simulacijski modeli dobro predviđaju ponašanje motora i uz primjenu različitih udjela EGR-a. Ovim radom analizirati će se sposobnost nekoliko različitih modela izgaranja da točno izračunaju značajke izgaranja motora kod kojeg se koristi EGR. Da bi se provela ova analiza potrebno je:

- Izraditi simulacijski model eksperimentalnog motora za koji postoje izmjereni podaci.
- Parametrizirati model s obzirom na gubitke propuhivanja i toplinskih gubitaka za određene radne točke motora od kojih neke koriste, a neke ne koriste EGR.
- Parametrizirati model izgaranja na radnim točkama koje ne koriste EGR.
- Provesti proračun u točkama koje koriste EGR bez promjene parametara izgaranja.
- Ispitati koje parametre je potrebno mijenjati kako bi se postigla bolja podudaranja s eksperimentalnim podacima u točkama koje koriste EGR.
- Navedenu analizu potrebno je provesti na barem dva prediktivna modela izgaranja.
- Analizirati rezultate te izvesti zaključke.

Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu diplomskoga rada.

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

Zadatak zadan:

18. siječnja 2018.

Datum predaje rada:

22. ožujka 2018.

Predviđeni datum obrane:

28., 29. i 30. ožujka 2018.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Darko Kozarac

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

Sadržaj

Popis slika	I
Popis tablica	VI
Popis oznaka	VII
Popis kratica	XII
Sažetak	XIV
Summary	XVI
1. Uvod	1
1.1. Motivacija i cilj rada	3
2. Teorijske osnove modeliranja radnog ciklusa u cilindru u AVL BOOST	4
2.1. Modeliranje osnovnih fizikalnih veličina	4
2.1.1. Maseni udjeli radne smjese	4
2.1.2. Termodinamičko stanje u cilindru	5
2.1.3. Izmjena smjese u cilindru kroz otvore ventila	7
2.1.4. Model ispiranja cilindra	8
2.1.5. Gibanje klipa	8
2.1.6. Prijelaz topline	9
2.1.7. Proračun bježanja smjese iz cilindra	11
2.2. Proračunski podmodeli turbulencije unutar cilindra motora s unutarnjim izgaranjem	12
2.2.1. Proračunski podmodel turbulencije $K - k$	16
2.2.2. Proračunski podmodel turbulencije $k - \varepsilon$	17
3. Proračunski modeli izgaranja unutar cilindra motora s unutarnjim izgaranjem	22
3.1. Fraktalni model izgaranja - FCM	23
3.2. Model praćenja plamena - FTM	28

4. Eksperimentalni podaci i simulacijski model motora	32
4.1. Podaci o motoru HATZ 1D81	32
4.2. Povrat ispušnih plinova - EGR	34
4.3. Grafičko sučelje simulacijskog modela u programu AVL BOOST	35
4.4. Pregled radnih točaka	36
5. Parametrizacija modela izgaranja	39
5.1. Parametrizacija tabličnog modela izgaranja	39
5.2. Parametrizacija fraktalnog modela izgaranja s $K - k$ pod-modelom turbulencije	42
5.2.1. Konstante fraktalnog modela izgaranja	42
5.2.2. Postupak parametrizacije fraktalnog modela izgaranja	47
5.3. Parametrizacija modela praćenja plamena s $k - \varepsilon$ pod-modelom turbulencije	56
5.3.1. Konstante modela praćenja plamena	56
5.3.2. Postupak parametrizacije modela praćenja plamena	59
5.3.3. Usporedba rezultata simulacija FCM i FTM	63
5.3.4. Kalibracija parametra zakašnjenja paljenja i konvektivnog strujanja u FTM	65
6. Primjena modela detonantnog izgaranja	69
6.1. Opis primjenjenog modela detonantnog izgaranja i njegove konstante . . .	70
6.1.1. Pod-model samo-upaljivanja	70
6.1.2. Pod-model temperaturne stratifikacije	71
6.1.3. Pod-model intenziteta detonacije	72
6.2. Parametrizacija modela detonantnog izgaranja	73
7. Zaključak	78
Literatura	80
Prilozi	82

Popis slika

1	Slika 1. Diskretizacija usisnih i ispušnih kanala te cilindra [8]	3
2	Slika 2. Razmatrani maseni udjeli radne smjese [1]	4
3	Slika 3. Energetska ravnoteža cilindra [1]	5
4	Slika 4. Shematski prikaz otvora ventila [1]	8
5	Slika 5. Shematski prikaz veze koljenastog vratila, klipnjače i klipa [1] . . .	9
6	Slika 6. Shematski prikaz laminarnog i turbulentnog nastrujavanja na objekt [3]	12
7	Slika 7. Plamena fronta (lijevo), vrste ciljanog vrtložnog strujanja u cilindru (desno) [6]	13
8	Slika 8. Prikaz simulacija turbulentnog strujanja [4, 5]	14
9	Slika 9. Reynoldsova dekompozicija brzine strujanja [7]	14
10	Slika 10. Ilustracija energijskog kaskadnog fenomena [11]	16
11	Slika 11. 3-D-CFD simulacija turbulentne kinetičke energije (TKE) tokom izgaranja [8]	20
12	Slika 12. Faze izgaranja u cilindru [8]	22
13	Slika 13. Podjela mješavine u cilindru na izgorjelu i neizgorjelu zonu [10] .	24
14	Slika 14. Primjer fraktalne geometrije na Kochovoj krivulji [9]	25
15	Slika 15. Početak izgaranja uz stijenke [1]	26
16	Slika 16. Utjecaj pomaka klipa na plamenu frontu [11]	27
17	Slika 17. Geometrija fronte plamena i prostora izgaranja u FTM [18]	29
18	Slika 18. Širenje plamene fronte u FTM [18]	30
19	Slika 19. Površina trokuta (lijevo) i volumen tetraedra (desno) u FTM [19] .	31
20	Slika 20. Dolazak plamena do stijenke u FTM [18]	31
21	Slika 21. Shematski prikaz eksperimentalnog postava u LMV [15]	32
22	Slika 22. Osnovni dijelovi motora [12]	33
23	Slika 23. Vanjske značajke originalnog HATZ 1D81 motora [12]	33
24	Slika 24. Shematski prikaz EGR sustava [6]	34
25	Slika 25. Grafičko sučelje simulacijskog modela	35
26	Slika 26. Tlak na usisu za RT 567	36

27	Slika 27. Eksperimentalne krivulje tlaka i ROHR Norm za RT 567	38
28	Slika 28. Usporedba simulacijskih krivulja tlaka i ROHR Norm za RT 594 (lijevo) i 1135 (desno)	41
29	Slika 29. Model zakašnjenja paljenja [8]	43
30	Slika 30. Utjecaj konstante c_{ign} na ROHR krivulju [16]	44
31	Slika 31. Utjecaj konstante c_t na brzinu izgaranja [11]	46
32	Slika 32. Utjecaj konstante c_t i c_L na intenzitet turbulencije [16]	46
33	Slika 33. Određivanje kuta zakašnjenja paljenja	49
34	Slika 34. Utjecaj smanjenja vrijednosti $r_{f,ref}$ na krivulje dobivene simulacijom u FCM za RT 567	50
35	Slika 35. Oblici krivulja ROHR Norm nakon kalibracije c_t , c_L i c_{ing} u FCM	51
36	Slika 36. Prikaz krivulja ROHR Norm za set simulacija u FCM s $m = -0,33$	52
37	Slika 37. Prikaz krivulja ROHR Norm za set simulacija u FCM s $m = 0,5$.	54
38	Slika 38. Usporedba krivulja tlaka za set simulacija u FCM s $m = -0,33$ i $m = 0,5$ u kojima se kalibrirala konstanta $r_{f,ref}$	55
39	Slika 39. Utjecaj kalibracije c_L na krivulju ROHR u FTM [20]	57
40	Slika 40. Geometrijska ograničenja izgaranja uz stijenke u FTM [19]	58
41	Slika 41. Utjecaj kalibracije c_{turb} na krivulju ROHR u FTM [20]	58
42	Slika 42. Usporedba krivulja TKE za FCM i FTM za RT 594	60
43	Slika 43. Usporedba krivulja ROHR Norm parametrizacije u FTM za RT 567	62
44	Slika 44. Usporedba krivulja ROHR Norm parametrizacije u FTM za RT 1174	62
45	Slika 45. Usporedba krivulja ROHR Norm parametrizacije u FTM za RT 673	63
46	Slika 46. Usporedba krivulja ROHR Norm dobivenih simulacijom u FCM i FTM	64
47	Slika 47. Usporedba krivulja tlaka dobivenih simulacijom u FCM i FTM . .	64
48	Slika 48. Utjecaj kalibracije zakašnjenja paljenja na simulacijske krivulje u FTM za RT 583 (lijevo) i 656 (desno)	65
49	Slika 49. Koordinatni sustav cilindra [21]	67
50	Slika 50. Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s ugašenim i uključeni- nim izračunom konvektivnog strujanja za RT 583 (lijevo) i 594 (desno) . . .	68

51	Slika 51. Ekspanzija vrućih plinova izgaranja i pojava sekundarnog izvora zapaljenja [6]	69
52	Slika 52. Vrste izgaranja prema jačini detonacije [6]	70
53	Slika 53. Odnos masenog udjela neizgorjele zone i temperature za trenutak početka izgaranja (lijevo) i izračun temperature za pretpostavljenu temperaturnu distribuciju (desno) [22]	71
54	Slika 54. Usporedba rezultata detonantnog izgaranja IoK za različite $\sigma_{T,max}$	75
55	Slika 55. Usporedba krivulja tlaka u cilindru i ROHR Norm za detonantno izgaranje za RT 583 (lijevo) i RT 673 (desno)	77
56	Slika A.1 Usporedba krivulja u tabličnom modelu izgaranja za RT 567 . .	86
57	Slika A.2 Usporedba krivulja u tabličnom modelu izgaranja za RT 569 . .	87
58	Slika A.3 Usporedba krivulja u tabličnom modelu izgaranja za RT 583 . .	88
59	Slika A.4 Usporedba krivulja u tabličnom modelu izgaranja za RT 594 . .	89
60	Slika A.5 Usporedba krivulja u tabličnom modelu izgaranja za RT 620 . .	90
61	Slika A.6 Usporedba krivulja u tabličnom modelu izgaranja za RT 656 . .	91
62	Slika A.7 Usporedba krivulja u tabličnom modelu izgaranja za RT 673 . .	92
63	Slika A.8 Usporedba krivulja u tabličnom modelu izgaranja za RT 1135 . .	93
64	Slika A.9 Usporedba krivulja u tabličnom modelu izgaranja za RT 1160 . .	94
65	Slika A.10 Usporedba krivulja u tabličnom modelu izgaranja za RT 1171 .	95
66	Slika A.11 Usporedba krivulja u tabličnom modelu izgaranja za RT 1174 .	96
67	Slika B.1 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m-033$ za RT 567 .	97
68	Slika B.2 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m-033$ za RT 569 .	98
69	Slika B.3 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m-033$ za RT 583 .	99
70	Slika B.4 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m-033$ za RT 594 .	100
71	Slika B.5 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m-033$ za RT 620 .	101
72	Slika B.6 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m-033$ za RT 656 .	102
73	Slika B.7 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m-033$ za RT 673 .	103
74	Slika B.8 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m-033$ za RT 1135 .	104
75	Slika B.9 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m-033$ za RT 1160 .	105
76	Slika B.10 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m-033$ za RT 1171	106
77	Slika B.11 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m-033$ za RT 1174	107

78	Slika C.1 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m05$ za RT 567	108
79	Slika C.2 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m05$ za RT 569	109
80	Slika C.3 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m05$ za RT 583	110
81	Slika C.4 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m05$ za RT 595	111
82	Slika C.5 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m05$ za RT 620	112
83	Slika C.6 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m05$ za RT 656	113
84	Slika C.7 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m05$ za RT 673	114
85	Slika C.8 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m05$ za RT 1135 . . .	115
86	Slika C.9 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m05$ za RT 1160 . . .	116
87	Slika C.10 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m05$ za RT 1171 . . .	117
88	Slika C.11 Usporedba krivulja parametrizacije u FCM s $m05$ za RT 1174 . . .	118
89	Slika D.1 Usporedba krivulja u FCM s $m-033 r$ i $m05 r$ za RT 567	119
90	Slika D.2 Usporedba krivulja u FCM s $m-033 r$ i $m05 r$ za RT 569	120
91	Slika D.3 Usporedba krivulja u FCM s $m-033 r$ i $m05 r$ za RT 583	121
92	Slika D.4 Usporedba krivulja u FCM s $m-033 r$ i $m05 r$ za RT 594	122
93	Slika D.5 Usporedba krivulja u FCM s $m-033 r$ i $m05 r$ za RT 620	123
94	Slika D.6 Usporedba krivulja u FCM s $m-033 r$ i $m05 r$ za RT 656	124
95	Slika D.7 Usporedba krivulja u FCM s $m-033 r$ i $m05 r$ za RT 673	125
96	Slika D.8 Usporedba krivulja u FCM s $m-033 r$ i $m05 r$ za RT 1135	126
97	Slika D.9 Usporedba krivulja u FCM s $m-033 r$ i $m05 r$ za RT 1160	127
98	Slika D.10 Usporedba krivulja u FCM s $m-033 r$ i $m05 r$ za RT 1171	128
99	Slika D.11 Usporedba krivulja u FCM s $m-033 r$ i $m05 r$ za RT 1174	129
100	Slika E.1 Krivulje parametrizacije u FTM za RT 567	130
101	Slika E.2 Krivulje parametrizacije u FTM za RT 569	131
102	Slika E.3 Krivulje parametrizacije u FTM za RT 583	132
103	Slika E.4 Krivulje parametrizacije u FTM za RT 594	133
104	Slika E.5 Krivulje parametrizacije u FTM za RT 620	134
105	Slika E.6 Krivulje parametrizacije u FTM za RT 656	135
106	Slika E.7 Krivulje parametrizacije u FTM za RT 673	136
107	Slika E.8 Krivulje parametrizacije u FTM za RT 1135	137
108	Slika E.9 Krivulje parametrizacije u FTM za RT 1160	138

109	Slika E.10 Krivulje parametrizacije u FTM za RT 1171	139
110	Slika E.11 Krivulje parametrizacije u FTM za RT 1174	140
111	Slika F.1 Usporedba krivulja u FCM i FTM za RT 567	141
112	Slika F.2 Usporedba krivulja u FCM i FTM za RT 569	142
113	Slika F.3 Usporedba krivulja u FCM i FTM za RT 583	143
114	Slika F.4 Usporedba krivulja u FCM i FTM za RT 594	144
115	Slika F.5 Usporedba krivulja u FCM i FTM za RT 620	145
116	Slika F.6 Usporedba krivulja u FCM i FTM za RT 656	146
117	Slika F.7 Usporedba krivulja u FCM i FTM za RT 673	147
118	Slika F.8 Usporedba krivulja u FCM i FTM za RT 1135	148
119	Slika F.9 Usporedba krivulja u FCM i FTM za RT 1160	149
120	Slika F.10 Usporedba krivulja u FCM i FTM za RT 1171	150
121	Slika F.11 Usporedba krivulja u FCM i FTM za RT 1174	151
122	Slika G.1 Krivulje simulacije detonantnog izgaranja za RT 567	152
123	Slika G.2 Krivulje simulacije detonantnog izgaranja za RT 569	153
124	Slika G.3 Krivulje simulacije detonantnog izgaranja za RT 583	154
125	Slika G.4 Krivulje simulacije detonantnog izgaranja za RT 594	155
126	Slika G.5 Krivulje simulacije detonantnog izgaranja za RT 620	156
127	Slika G.6 Krivulje simulacije detonantnog izgaranja za RT 656	157
128	Slika G.7 Krivulje simulacije detonantnog izgaranja za RT 673	158
129	Slika G.8 Krivulje simulacije detonantnog izgaranja za RT 1135	159
130	Slika G.9 Krivulje simulacije detonantnog izgaranja za RT 1160	160
131	Slika G.10 Krivulje simulacije detonantnog izgaranja za RT 1171	161
132	Slika G.11 Krivulje simulacije detonantnog izgaranja za RT 1174	162

Popis tablica:

1	Tablica 1. Geometrijske karakteristike prenamijenjenog HATZ 1D81 motora	34
2	Tablica 2. Osnovni parametri radnih točaka	37
3	Tablica 3. Osnovni parametri radnih točaka (nastavak)	37
4	Tablica 4. Vrijednosti masenog udjela goriva <i>Fuel Vapour</i> za radne točke .	40
5	Tablica 5. Parametrizacija ulaznih vrijednosti tabličnog modela	40
6	Tablica 19. Usporedba rezultata simulacije i eksperimentalnih vrijednosti za RT 594 i 1135	42
7	Tablica 7. Vrijednosti intenziteta turbulencije u GMT	48
8	Tablica 8. Kutovi zakašnjenja i odabrane konstante zakašnjenja paljenja po radnim točkama	49
9	Tablica 9. Vrijednosti kalibriranih konstanti $r_{f,ref}$ i d za $m = -0,33$	53
10	Tablica 10. Vrijednosti kalibriranih konstanti $r_{f,ref}$ za $m = 0,5$	54
11	Tablica 11. Odabrani jedinstveni set parametara za fraktalni model izgaranja	56
12	Tablica 12. Odabrani jedinstveni set parametara za $k - \varepsilon$ model turbulencije	60
13	Tablica 13. Odabrani jedinstveni set parametara za model praćenja plamena	61
14	Tablica 14. Dodatno parametrizirane vrijednosti konstanti zakašnjenja paljenja u FTM	66
15	Tablica 15. Vrijednosti intenziteta turbulencije u GMT	73
16	Tablica 16. Rezultati α_k i IoK za različite $\sigma_{T,max}$	75
17	Tablica A.1. Usporedba rezultata simulacije i eksperimentalnih vrijednosti za RT 567, 569, 583, 594	83
18	Tablica A.2. Usporedba rezultata simulacije i eksperimentalnih vrijednosti za RT 620, 656, 673 i 1135	84
19	Tablica A.3. Usporedba rezultata simulacije i eksperimentalnih vrijednosti za RT 1160, 1171 i 1174	85

Popis oznaka

Oznaka	Jedinica	Značenje
<u>Latinično pismo</u>		
A_{00}	-	Prva usisna k produkcijska konstanta
A_{10}	s/m	Druga usisna k produkcijska konstanta
A_{eff}	m ²	Efektivna površina strujanja
A_i	m ²	Ukupna površina stijenki prostora izgaranja
A_L	m ²	Laminarna (glatka) površina plamene fronte
$A_{\text{norm},j}$	m ²	Površina j -tog trokuta diskretizacije sfernog plamena u normalnom smjeru
A_T	m ²	Turbulentna (naborana) površina plamene fronte
A_w	m ²	Površina otvora
AF_{CP}	-	Omjer zraka i goriva u produktima izgaranja
C_ε	-	Disipacijska konstanta visoko-tlačnog ciklusa
C_ε^{UZ}	-	Disipacijska konstanta neizgorjele zone
C_{00}	-	Prva usisna ε produkcijska konstanta
C_{10}	bar ⁻¹	Druga usisna ε produkcijska konstanta
C_2	-	Disipacijska konstanta omjera
C_{turb}	-	Faktor turbulencije uz stijenke
c_{ign}	-	Konstanta zakašnjenja paljenja
c_L	-	Konstanta integralne duljine vrtloga
c_m	m/s	Srednja brzina klipa
c_p	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku
c_t	-	Konstanta produkcije turbulencije
c_u	m/s	Obodona brzina klipa
D	m	Promjer cilindra/klipa
D_3	-	Fraktalna dimenzija
d	-	Eksponent laminarne brzine plamena
d_{ex}	m	Promjer ispušnog ventila
d_{in}	m	Promjer usisnog ventila

Oznaka	Jedinica	Značenje
d_{vi}	m	Unutarnji promjer sjedišta ventila (referentni promjer)
e	m	Zamak osi klipa u odnosu na vertikalnu os koljenastog vratila
f	J/kg	Frakcija topline ispravanja smjese u cilindru
H	m	Hod klipa
h_{BB}	J/kg	Entalpija smjese koja prolazi između klipa i stijenke cilindra
h_{in}	J/kg	Entalpija mase koja ulazi u cilindar
h_{ex}	J/kg	Entalpija mase koja izlazi iz cilindra
$IMEP$	Pa	Srednji indicirani tlak
IoK	-	Intenzitet detonacije
J_z	kgm ²	Moment tromosti
j_z	m ²	Specifični moment tromosti
K_1	min ⁻¹	Konstanta za kalibraciju cijelog izraza za IoK
K_2	°KV	Konstanta koja definira najveći kut zakreta koljenastog vratila kod kojeg će samo-upaljivanje dovesti do detonacije
K	m ² /s ²	Kinetička energija glavnog strujanja u cilindru
KI	-	Integral detonacije
k	m ² /s ²	Turbulentna kinetička energija strujanja u cilindru
L_I	m	Integralna duljina vrtloga
l	m	Duljina klipnjače
l_k	m	Kolomogerova duljina
$MAPO$	bar	Najveća oscilacija amplitude tlaka
m	-	Eksponent gustoće
m_{BZ}	kg	Masa izgorjele zone
m_c	kg	Ukupna masa u cilindru
m_{ev}	kg	Masa goriva koje isparava
m_{ex}	kg	Masa koja izlazi iz cilindra
\dot{m}_{ex}	kg/h	Maseni protok koji izlazi iz cilindra
m_{in}	kg	Masa koja ulazi u cilindar
\dot{m}_{in}	kg/h	Maseni protok koji ulazi u cilindar
m_{SOC}	kg	Masa goriva u cilindru na početku izgaranja

Oznaka	Jedinica	Značenje
m_{SOK}	kg	Masa goriva u cilindru na početku detonacije
$N_{j,\text{akt}}$	-	Broj aktivnih točaka na svakom trokutu sferne površine plamena
N_{tr}	-	Broj torokuta na sfernoj površini plamena
n	min^{-1}	Broj okretaja motora u minuti
P	$\text{kg}/(\text{ms}^3)$	Produkcija turbulentne kinetičke energije
p_c	Pa	Tlak unutar cilindra
p_{o1}	Pa	Uzvodni stagnacijski tlak
Q_F	J	Energija goriva
Q_w	J	Gubitak energije uslijed prelaska topline u cilindru
Q_{wi}	J	Toplina prenesena na stijenke cilindra
q_{ev}	J/kg	Toplina isparavanja goriva
q_{in}	kg/s	Maseni protok na usisu
R	-	Čistoća zraka
Re	-	Reynoldsov broj
R_j	m	Trenutni radijus položaja središta j -tog trokuta na sferi plamena
R_o	J/kgK	Plinska konstanta
$r_{f,\text{ref}}$	m	Tranzicijski radijus fronte plamena
r	m	Radijus radilice
r_f	m	Radijus prvog dostizanja plamena na stijenku
S_L	m/s	laminarna brzina plamena
S_T	m/s	turbulentna brzina plamena
s	m	Udaljenost klipa od gornje mrtve točke GMT
T_c	K	Temperatura plinova u cilindru
T_L	K	Temperatura košuljice
$T_{L,\text{TDC}}$	K	Temperatura košuljice u gornjoj mrtvoj točki
$T_{L,\text{BDC}}$	K	Temperatura košuljice u donjoj mrtvoj točki
T_{o1}	K	Uzvodna stagnacijska temperatura kod curenja smjese iz cilindra
T_{wi}	K	Temperatura stijenki
U	m/s	Konstantna srednja vrijednost brzine strujanja
U_{ivc}	m/s	Prosječna brzina strujanja na presjeku zatvorenog usisnog ventila

Oznaka	Jedinica	Značenje
u	J/kg	Specifična unutarnja energija
u'	m/s	Oscilacija brzine strujanja
u_e	m/s	Brzina ekspanzije plinova izgaranja
u_i	m/s	Trenutna ukupna brzina strujanja u i smjeru
u_{in}	m/s	Srednja brzina strujanja na usisnom ventilu
V	m ³	Volumen cilindra
T	-	Faktor ovisan o vrsti oslobađanja topline kod detoantnog izgaranja
T_d	K	Nizvodna temperatura kod curenja smjese iz cilindra
$T_{i,flame}$	-	Intenzitet turbulencije na fronti plamena
T_u	K	Uzvodna temperatura kod curenja smjese iz cilindra
T_w	K	Temperatura stijenke na otvoru cilindra
t	s	Vrijeme
V_{TDC}	m ³	Volumen cilindra u gornjoj mrtvoj točki
\bar{v}	m/s	srednja brzina klipa
w_{air}	-	Maseni udio zraka
w_B	-	Maseni udio izgorjele mase definiran kao omjer izgorjele i ukupne mase u cilindru
w_{CP}	-	Maseni udio produkata izgaranja
w_{FB}	-	Maseni udio izgorenog goriva
w_{FV}	-	Maseni udio para goriva
w_2	-	Maseni udio izgorjele smjese
x	m	Relativan hod (stvarna pozicija klipa u odnosu na potpuni hod klipa)
<u>Grčka slova</u>		
α	°KV	Zakret koljenastog vratila relativan u odnosu na gornju mrtvu točku
α_{id}	°KV	Zakašnjenje upaljivanja u kutovima zakreta
α_k	°KV	Zakret koljenastog vratila na početku detonacije
δ	m	Veličina zazora kroz koji smjesa curi

Oznaka	Jedinica	Značenje
δ_{ij}	-	Kroneckerov delta simbol
α_p	W/m ² K	Koeficijent prijelaza topline na otvorima
α_w	W/m ² K	Koeficijent prijelaza topline na stijenke cilindra
ε	m ² /s ²	Disipacija turbulentne kinetičke energije
ε	m	Kompresijski omjer motora
λ	-	Faktor pretička zraka
$\mu\sigma$	-	Koeficijent strujanja kroz otvor
μ_t	Pa·s	Viskoznost vrtloga
ν	m ² /s	Kinematička viskoznost mješavine u cilindru
ρ	kg/m ³	Gustoća fluida
σ	-	Prandtlov broj
σ_T	K	Standardna devijacija temperature
τ_{id}	s	Zakašnjenje upaljivanja
τ_{ij}	N/m ²	Tenzor viskoznog naprezanja
τ	s	Vremenska karakteristika izgaranja uz stijenke
ψ	°KV	Zakret koljenastog vratila između vertikalne osi kroz središte radilice i gornje mrtve točke kod zamaka osi klipa u odnosu na os radilice
ω	rad/s	Brzina vrtnje motora
Ω_j	rad	Kut nagiba j -tog trokuta sferne površine plamena

Popis kratica

Kratica Značenje

BB	<i>Blow-By</i> , prolazak mase iz cilindra između klipa i cilindra
BDC	<i>Bottom Dead Center</i> , donja mrtva točka - DMT
BEV	<i>Battery Electric Vehicle</i> , električno vozilo s baterijama
BZ	<i>Burned Zone</i> , izgorjela zona u cilindru
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> , simulacija gibanja fluida
DI	<i>Direct Injection</i> , ubrizgavanje goriva direktno u cilindar
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i> , povratak ispušnih plinova u cilindar
FCM	<i>Fractal Combustion Model</i> , fraktalni model izgaranja
FTM	<i>Flame Tracking Model</i> , model praćenja plamena
FV	<i>Fuel Vapor</i> , pare goriva
HEV	<i>Hybrid Electric Vehicle</i> , hibridno električno vozilo
HTHR	<i>High Temperature Heat Release</i> , visoko-temperaturno oslobađanje topline
KV	Koljenasto vratilo
LTHR	<i>Low Temperature Heat Release</i> , nisko-temperaturno oslobađanje topline
MAPO	<i>Maximum Amplitude Pressure Oscillation</i> , najveća oscilacija amplitude tlaka
MSUI	Motor s unutarnjim izgaranjem
PHEV	<i>Plug-in Hybrid Electric Vehicle</i> , hibridno električno vozilo s napajanjem iz električne mreže
RANS	<i>Reynolds-Averaged Navier–Stokes Equations</i> , Navier-Stokes jednadžbe osrednjenje prema Reynoldsu
ROHR	<i>Rate of Heat Release</i> , brzina oslobađanja topline
RSM	<i>Reynolds Stress Equation Model</i> , modeli Reynoldsova naprezanja
RT	Radna točka
SOC	<i>Start of Combustion</i> , početak izgaranja
SOK	<i>Start of Knock</i> , početak detonacije
ST	<i>Spark Timing</i> , trenutak preskakanja iskre na svjećici
TDC	<i>Top Dead Center</i> , gornja mrtva točka - GMT

Kratica Značenje

TKE *Turbulence Kinetic Energy*, turbulentna kinetička energija

UZ *Unburned Zone*, neizgorjela zona u cilindru

Sažetak

U ovom radu analizirana je mogućnost postojećih simulacijskih modela izgaranja da dobro predviđaju stanje u cilindru. Motor korišten u analizi je HATZ 1D81 s uključenim povratom dijela ispušnih plinova (*Exhaust Gas Recirculation*, EGR), koji se nalazi u Laboratoriju za motore i vozila na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu. Prethodno analizi, rad motora se ispitao na eksperimentalnom postavu u Laboratoriju te su izmjereni podaci u različitim uvjetima rada. Simulacije rada motora izvedene su u simulacijskom alatu AVL BOOST v2013.2 za 11 radnih točaka s različitim udjelima EGR-a, različitim temperaturama i tlakovima na usisu, različitim trenutkom preskakivanja iskre na svjećici (*Spark Timing*, ST), itd.

U posljednje vrijeme razvoj vozila pogonjenih motorom s unutarnjim izgaranjem je pod sve većim pritiskom izazvanim strogim ECE-pravilnicima u vidu ograničenja količine štetnih emisija te sve konkurentnijim električnim vozilima različitih izvedbi. Konstrukcija i sustavi motora s unutarnjim izgaranjem moraju napredovati, a kako najveću ulogu u radu motora ima stanje u cilindru, isto je tema ovog rada. Za analizu stanja u cilindru prilikom izgaranja korišteni su postojeći prediktivni kvazi-dimenzijski 1-D/0-D modeli izgaranja, tj. fraktalni model izgaranja (*Fractal Combustion Model*, FCM) i model praćenja plamena (*Flame Tracking Model*, FTM). Za simulaciju stanja u cilindru u modelu FCM korišten je pod-model turbulencije $K - k$, gdje je K kinetička energija glavnog strujanja, a k turbulentna kinetička energija. Za simulaciju stanja u cilindru u modelu FTM korišten je pod-model turbulencije $k - \varepsilon$, gdje je ε disipacija turbulentne kinetičke energije. Rješenja simulacija s primjenjenim navedenim modelima su ovisna o vrijednostima ulaznih parametara modela.

Za točnu upotrebu modela izgaranja, tj. za dobivanje mjerodavnih rješenja simulacija za različite radne točke, svi modeli se moraju prvo parametrizirati. Cilj parametrizacije je određivanje jedinstvenog seta parametara ili seta parametara koji zahtijeva minimalne naknadne promjene, a da se stanje u cilindru predviđa što bolje za svih 11 radnih točaka. Konačna rješenja nakon zasebene parametrizacije modela izgaranja su uspoređena s eksperimentalnim vrijednostima i odabran je model kod kojeg su vrijednosti stanja u cilindru dobivene simulacijom bliže eksperimentalnim vrijednostima te je validirana njegova ukupna točnost.

Za kraj, na modelu izgaranja kod kojeg su vrijednosti stanja u cilindru dobivene simulacijom bliže eksperimentalnim vrijednostima, uključen je pod-model izračuna detonantnog izgaranja. Rezultati simulacije detonantnog izgaranja su također uspoređeni s eksperimentalnim vrijednostima i validirana je točnost primjenjenog modela detonacije.

Ključne riječi: motor s unutarnjim izgaranjem, kvazi-dimenzijski 1-D/0-D modeli izgaranja, AVL BOOST, turbulencija, detonacija

Summary

In this thesis, the possibility of combustion simulation models is analysed in order to properly anticipate conditions in the cylinder. The engine used in the analysis is HATZ 1D81 with exhaust gas recirculation (EGR), which is located in Laboratory for engines and vehicles in the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture in Zagreb. Prior to the analysis, the engine operation was indicated on a test bead in the Laboratory and the experimental data were measured in different operating conditions. Engine work simulations were performed using a simulation tool called AVL BOOST v2013.3 for 11 operating points with different EGR percentages, different intake temperatures and pressures, different spark timings (ST), etc.

Lately, the development of internal combustion engines (ICE) has been under an ever-growing pressure caused by the strict ECE-regulations when it comes to the limitations of harmful emissions, as well as the increasing number of competitive electric vehicles different kind. The constant development of ICE is of extreme importance and since the conditions in the cylinder are the main part of a working engine, they were chosen to be a subject of this thesis. For the analysis of the cylinder conditions during combustion, an existing predictive quasi-dimensional 1-D/0-D combustion models are used, those being the Fractal combustion model (FCM) and the Flame tracking model (FTM). A $K - k$ turbulence sub-model is used for the simulation of cylinder conditions in FCM, in which K stands for the kinetic energy of mean flow, while k stands for the turbulent kinetic energy. A $k - \varepsilon$ turbulence sub-model is used for the simulation of cylinder conditions in FTM, in which ε stands for dissipation of turbulent kinetic energy.

The solutions of simulations, with applied models mentioned above, are dependent on input parameters setting. All models have to be parameterised for the correct usage of the combustion model, i.e. for getting the relevant solutions for different operating points. The goal of parameterisation is determining a unique set of parameters or a set of parameters which needs minimum subsequent changes while, at the same time, having the best predictions as possible for the cylinder conditions for all 11 operating points. After a separate parameterisation of the combustion models, the final solutions are compared with experimental

data. Consequently, the model which gives the solutions of simulation that are closer to the experimental data is chosen, and its overall accuracy is validated.

Finally, a sub – model of knock is applied on the combustion model, the latter being the one which gives the solutions of simulation that are closer to the experimental data. These results are also compared with experimental data and overall accuracy of applied knock model is validated.

Key words: internal combustion engine, quasi-dimensional 1-D/0-D combustion models, AVL BOOST, turbulence, knock

1. Uvod

Motori s unutarnjim izgaranjem (MSUI) ljudska su svakodnevica više od 150 godina. Od trenutka izuma motori su našli primjenu u svakoj vrsti vozila: automobili, motocikli, avioni, lokomotive, brodovi, itd. Njihova primjena nije ograničena samo na vozila, već se mogu pronaći: kao pogonski uređaji generatora struje, kao dio pogonskog sustava elektrane, u kosilicama, motornim pilama, puhačima lišća, maketama, itd.

Motori s unutarnjim izgaranjem ipak najširu primjenu imaju kao pogonski uređaji cestovnih vozila, a kako broj prodanih novih vozila raste iz godine u godinu, utjecaj MUSI na čovjeka i njegovu okolinu je sve značajniji. Ispušni plinovi motora s unutarnjim izgaranjem sadrže preko 100 različitih spojeva od kojih su gotovo svi otrovni ili na neki način štetni. Homologacijskim propisima ograničene su emisije: ugljik-monoksida CO, ugljiko-vodika HC, dušikovih oksida NO_x, čestica (čada) te nemetanskih ugljikovodika NMHC. Homologacijski propisi su ECE-pravilnici, koji se za područje Europske unije određuju u nešto strožem obliku EEC-smjernica [6]. Prvi propisi određeni su 1992. godine za Ottove i Dieselove motore pod nazivom EURO 1, dok su trenutno važeći propisi iz 2014. godine pod nazivom EURO 6. Trenutno važeće granične vrijednosti emisija, u odnosu na prve propise, snižene su nekoliko puta, a novim propisima i dodatno će se snižavati. Uz ograničenja emisije motora javljaju se i propisi za kvalitetu goriva. Ovakav razvoj događaja spremno su iskoristili proizvođači vozila koje pokreće energija pohranjena u baterijama i elektromotor. Tako su se razvila nova vozila u obliku baterijskih električnih vozila (BEV), hibridnih električnih vozila (HEV), hibridnih električnih vozila s mogućnošću punjenja baterija iz električne mreže (PHEV) i ostala. Ovakva vozila trenutno nisu ni pouzdana ni pristupačna čovjeku kao ona pogonjena MSUI, ali njihov razvoj činit će ih sve konkurentnijima.

Zbog svega navedenog, konstrukcija i sustavi motora s unutarnjim izgaranjem moraju napredovati. U cilju smanjenja potrošnje goriva i smanjenja štetnih emisija Ottovog motora poduzimaju se različite konstrukcijske mjere poput smanjenja ukupnog radnog volumena motora (*Downsizing*), nabijanja motora (*Charging*), direktno ubrizgavanje goriva u cilindar (*Direct-Injection*, DI), povrat dijela ispušnih plinova u cilindar (*Exhaust gas Recirculation*, EGR), itd.

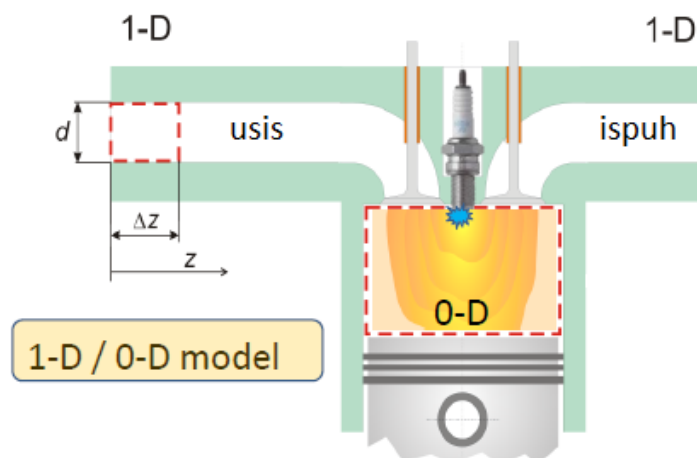
Razvoj motora pretežno se temeljio na izradi prototipova koji su se detaljno ispitivali na eksperimentalnim postavima. Ovakav proces je dugotrajan, skup i složen jer je osim izrade prototipova komponenti potrebna skupa oprema, tim stručnjaka za analizu rezultata, a postupak se ponavlja dok rezultati nisu zadovoljavajući. Porastom snage računala te razvojem računalnih simulacija proces razvoja motora postaje kraći i jeftiniji. Numeričke simulaciju u području motora s unutarnjim izgaranjem mogu se podijeliti prema stupnju složenosti i razini detalja korištenih pri opisivanju fizikalnih pojava [2]:

1. Simulacijski modeli temeljeni na metodi konačnih volumena (CFD).
2. Simulacijski modeli radnog ciklusa temeljeni na 1-D/0-D pristupu.
3. Simulacijski modeli u stvarnom vremenu, *Real Time* modeli.

Različitim razinama složenosti modela mogu se postići rezultati prihvatljive točnosti pa se broj izrađenih prototipova, kao i eksperimentalna ispitivanja, smanjuje ili potpuno nestaje. Kako bi se opravdalo smanjenje eksperimentalnih ispitivanja, rezultati simulacija moraju što točnije predviđati realno radno stanje motora s unutarnjim izgaranjem. Svaka razina složenosti modela opisivanja stanja u cilindru, od jednostavnijih i kratkotrajnih *Real Time* do vrlo složenih i dugotrajnih više-dimenzijskih CFD modela, mora se nastaviti razvijati.

U ovom radu analizirat će se mogućnost nekoliko različitih modela izgaranja u cilindru da točno opisuju stanje u cilindru motora koji koristi EGR korištenjem simulacijskog alata AVL BOOST. U simulacijskom alatu AVL BOOST analiziraju se srednje složeni 1-D/0-D simulacijski modeli stanja u cilindru koji prema tome, daju rezultate koji se mogu ocijeniti kao relativno srednje točno predviđanje realnog stanja. Tim pristupom omogućeno je simuliranje rada cjelokupnog sustava motora unutar prihvatljivog vremena računanja. Dio rada motora vezan za usisne i ispušne sustave se temelji na 1-D proračunu metodom konačnih volumena, tj. diskretizacijom samo u uzdužnom smjeru cijevi. Termodinamičke značajke unutar cilindra se računaju primjenom jednadžbe očuvanja mase i prvog glavnog stavka termodinamike kako je prikazano na slici 1. Prema tome prostor unutar cilindra se ne diskretizira, a promjene fizikalnih svojstava se računaju kao funkcija vremena i od tuda naziv bezdimenzijski, 0-D, termodinamički simulacijski model. Za izračun brzine izgaranja u 0-D modelima koriste se kvazi-dimenzijski modeli izgaranja. Kvazi-dimenzijski modeli izgaranja su pod-grupa 0-D modela jer se za proračun stanja u cilindru koriste osnovne termodinamičke jednadžbe, a

proračun brzine izgaranja uzima u obzir geometriju prostora izgaranja, položaj svjećice, itd. Značajka ove vrste simulacijskog modela je ovisnost rezultata o parametrima modela.



Slika 1. Diskretizacija usisnih i ispušnih kanala te cilindra [8]

1.1. Motivacija i cilj rada

Motor s unutarnjim izgaranjem može raditi u različitim radnim uvjetima, pri različitim brzinama i opterećenjima. Pri ispitivanju motora na eksperimentalnom postovu mogu se dobiti rezultati stanja u cilindru za širok spektar radnih uvjeta. Potrebno je sličnu slobodu omogućiti u analizi stanja u cilindru motora Hatz 1D81 kod korištenja računalnih simulacijskih alata. Kao što je već rečeno, modeli izgaranja u alatu AVL BOOST uvelike su ovisni o postavkama ulaznih parametara. Kako se ne bi za svaku buduću analizu rada motora Hatz 1D81 modeli izgaranja posebno parametrizirali, cilj ovog rada je provesti parametrizaciju modela izgaranja te ostvariti jedinstveni set parametara ili set parametara koji zahtijeva minimalne naknadne promjene. Modeli izgaranja, na kojima će se provesti parametrizacija, su fraktalni model izgaranja (*Fractal Combustion Model*, FCM) i model praćenja plamena (*Flame Tracking Model*, FTM). Potrebno je validirati rješenja simulacija za svaki model izgaranja i odabrati onaj koji predviđa stanje u cilindru na način koji je sličan eksperimentalnim rezultatima.

2. Teorijske osnove modeliranja radnog ciklusa u cilindru u AVL BOOST

Simulacijski alat AVL BOOST koristi se u izradi simulacija rada motora s unutarnjim izgaranjem, četvero-taktnim ili dvo-taktnim motorima, s kompresijskim paljenjem ili s paljenjem preko preskakanja svjećice. Simulira se rad motora različitih veličina, od malih kapaciteta za motocikle ili za industrijske svrhe do velikih brodskih motora. Kako bi se uspješno razumjeli modeli turbulencije i izgaranja u cilindru potrebno je prvo razumjeti teorijske osnove modeliranja radnog ciklusa motora te osnovne fizikalne veličine.

2.1. Modeliranje osnovnih fizikalnih veličina

2.1.1. Maseni udjeli radne smjese

Maseni udio zraka se računa prema:

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

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

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

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

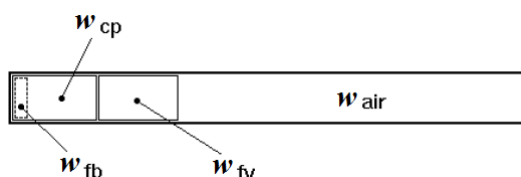
Omjer zraka i goriva u produktima izgaranja se računa prema:

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

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

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

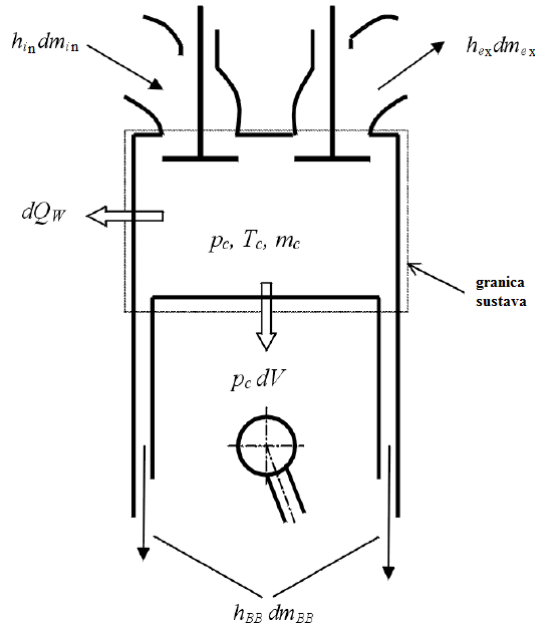
Na slici 2 su shematski prikazani razmatrani udjeli masa radne smjese.



Slika 2. Razmatrani maseni udjeli radne smjese [1]

2.1.2. Termodinamičko stanje u cilindru

Računanje termodinamičkog stanja u cilindru temelji se na prvom zakonu termodinamike prema slici 3.



Slika 3. Energetska ravnoteža cilindra [1]

Energetska ravnoteža cilindra se postavlja kao:

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

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

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

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

$-p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ rad klipa,

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

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

m_c ukupna masa u cilindru (kg),

u specifična unutarnja energija (J/kg),

p_c tlak unutar cilindra (Pa),

V volumen cilindra (m³),

Q_F	energija goriva (J),
Q_w	gubitak energije uslijed prelaska topline u cilindru (J),
α	kut koljenastog vratila ($^{\circ}$ KV),
h_{BB}	entalpija smjese koja prolazi između klipa i stijenke cilindra (J/kg),
$\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$	maseni protok smjese koja prolazi između klipa i stijenke cilindra,
dm_{in}	diferencijalna masa koja ulazi u cilindar,
dm_{ex}	diferencijalna masa koja izlazi iz cilindra,
h_{in}	entalpija mase koja ulazi u cilindar (J/kg),
h_{ex}	entalpija mase koja izlazi iz cilindra (J/kg),
q_{ev}	toplina isparavanja goriva (J/kg),
f	frakcija topline isparavanja smjese u cilindru (J/kg),
m_{ev}	masa goriva koje isparava (kg).

Prvi zakon termodinamike za visokotlačni ciklus tvrdi da je promjena unutarnje energije u cilindru jednaka sumi rada tlaka, unosu energije goriva, gubitku energije uslijed prelaska topline na stijenku cilindra i toku entalpije uslijed prolaska smjese i cilindra između klipa i stijenke cilindra [1].

Unutarnja/vanjska priprema radne smjese (ubrizgavanje)

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

Za unutarnju pripremu se prepostavlja da:

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

Za vanjsku pripremu se prepostavlja da:

- mješavina je homogena pri početku izgaranja,
- kao posljedica, omjer zraka i goriva (*A/F ratio*) je konstantan tokom izgaranja,

- izgorjeni i neizgorjeni dio punjenja cilindra imaju jednak tlak i temperaturi iako je sastav drugačiji.

Zajedno s jednažbom stanja plina:

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

koja povezuje tlak, temperaturu i gustoću, jednažba (3) za temperaturu u cilindru se može riješiti korištenjem *Runge-Kutta* metode. Jednom kad je temperatura u cilindru poznata, tlak u cilindru se može dobiti rješavanjem jednažbe stanja plina [1].

2.1.3. Izmjena smjese u cilindru kroz otvore ventila

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

Brzina protoka mase kroz otvor se računa prema:

$$\frac{dm}{dt} = A_{\text{eff}} \cdot p_{o1} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_o \cdot T_{o1}}} \cdot \psi, \quad (6)$$

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

A_{eff} efektivna površina otvora (m²),

p_{o1} uzvodni stagnacijski tlak (Pa),

T_{o1} uzvodna stagnacijska temperatura (K),

R_o plinska konstanta (J/kgK).

Oblikom jednažbe za parametar ψ se definira nadzvučno ili podzvučno strujanje.

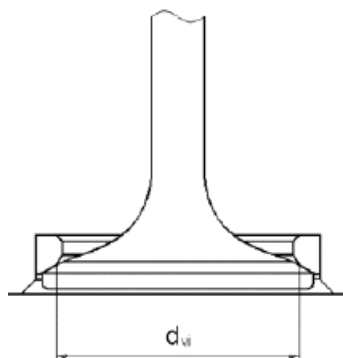
Efektivna površina otvora se računa uzimajući u obzir izmjerene koeficijente strujanja kroz otvor:

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

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

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

Shematski prikaz otvora ventila je prikazan slikom 4.



Slika 4. Shematski prikaz otvora ventila [1]

Koeficijent protoka varira s podizajem ventila i određuje se ispitivanjem strujanja stalnog stanja kroz otvor te predstavlja omjer stvarno izmjerene brzine strujanja mase kod određene razlike u tlaku i teorijske izentropske brzine strujanja mase za iste granične uvjete [1].

2.1.4. Model ispiranja cilindra

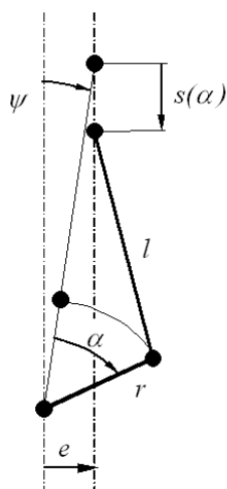
U radu je korišten model savršenog miješanja koji se uobičajeno koristi u analizi četvero-taktnih motora. U modelu savršenog miješanja pretpostavlja se da je sastav plinova u cilindru jednak sastavu ispušnih plinova te da je količina energije plinova u cilindru jednaka srednjoj količini energije ispušnih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

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

gdje je R (-) čistoća zraka [1].

2.1.5. Gibanje klipa

Za standarni oblik konstrukcije koljenasto vratilo - klipnjača - klip, gibanje klipa kao funkcija zakreta koljenastog vratila se može opisati prema slici 5 [1].



Slika 5. Shematski prikaz veze koljenastog vratila, klipnjače i klipa [1]

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

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

s udaljenost klipa od gornje mrtve točke GMT (m),

r radijus radilice (m),

l duljina klipnjače (m),

ψ zakret koljenastog vratila između vertikalne osi kroz središte radilice i gornje mrtve točke (°KV),

e zamak osi klipa u odnosu na vertikalnu os koljenastog vratila (m),

α zakret koljenastog vratila relativan u odnosu na gornju mrtvu točku (°KV).

2.1.6. Prijelaz topline

Prijelaz topline u cilindru

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

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

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

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

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

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

- T_L temperatura košuljice (K),
 $T_{L,TDC}$ temperatura košuljice u gornjoj mrtvoj točki (K),
 $T_{L,BDC}$ temperatura košuljice u donjoj mrtvoj točki (K),
 x relativan hod (stvarna pozicija klipa u odnosu na potpuni hod klipa) (m).

U radu simulacijskog alata AVL BOOST korišten je *Woschni 1990* model za izračun koeficijenta prijelaza topline prema formuli:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left\{ C_1 \cdot c_m \cdot \left[1 + 2 \left(\frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 \cdot IMEP^{-0,2} \right] \right\}^{0,8}, \quad (14)$$

- $C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot c_u/c_m$
 D promjer cilindra (m),
 c_m srednja brzina klipa (m/s),
 c_u obodona brzina (m/s),
 p_c tlak u cilindru (Pa),
 T_c temperatura u cilindru (K),
 V volumen cilindra (m^3),
 V_{TDC} volumen cilindra u gornjoj mrtvoj točki (m^3),
 $IMEP$ srednji indicirani tlak (Pa).

Izraz za koeficijent prijelaza topline kod izmjene plinova u *Woschni* [1]:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot (C_3 \cdot c_m)^{0,8}, \quad (15)$$

gdje je $C_3 = 6,18 + 0,417 \cdot c_u/c_m$.

Prijelaz topline na otvorima ventila

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

$$T_d = (T_u - T_w) \cdot e^{\left(-A_w \cdot \frac{\alpha_p}{\dot{m} \cdot c_p}\right)} + T_w \quad (16)$$

α_p koeficijent prijelaza topline na otvorima (W/m²K),

T_d nizvodna temperatura (K),

T_u uzvodna temperatura (K),

T_w temperatura stijenke otvora (K),

A_w površina otvora (m²),

\dot{m} maseni protok (kg/s),

c_p specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku (J/kgK).

Oblikom jednadžbe za koeficijent prijelaza topline α_p definira se mjesto prijelaza topline tj. ispušni ili usisni ventil [1].

2.1.7. Proračun bježanja smjese iz cilindra

Simulacijski alat BOOST razmatra bježanje smjese iz cilindra između klipa i stijenke cilindra uzimajući u obzir efektivnu površinu kroz koje smjesa curi i srednji tlak u karteru. Brzina strujanja mase koja curi iz cilindra se računa prema jednadžbi 6 za koju se efektivna površina strujanja računa prema jednadžbi:

$$A_{\text{eff}} = D \cdot \pi \cdot \delta, \quad (17)$$

A_{eff} efektivna površina strujanja (m²),

D promjer cilindra (m),

δ veličina zazora kroz koji smjesa curi (m).

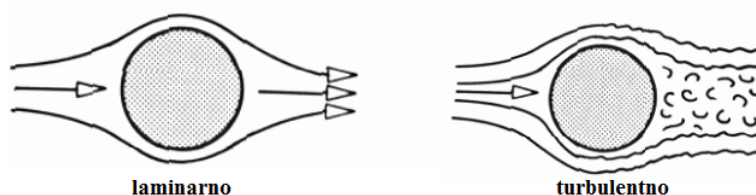
Ako je tlak u cilindru veći od srednjeg tlaka u karteru, tlak i temperatura u cilindru predstavljaju uzvodni stagnacijski tlak i temperaturu. Srednji tlak u karteru predstavlja nizvodni statički tlak. Svojstva plina uzeta su prema stanju u cilindru.

Plin koji bježi iz cilindra ima isti sadržaj energije kao i plinovi u cilindru.

Ako je tlak u cilindru niži od srednjeg tlaka u karтеру, tlak u karтеру predstavlja uzvodni stagnacijski tlak, a tlak u cilindru predstavlja nizvodni statički tlak. Uzvodna stagnacijska temperatura je jednaka temperaturi na površini klipa. Sastav plinova je jednak sastavu plinova koji su napustili cilindar trenutak prije nego je započeo obrnuti tok u cilindar [1].

2.2. Proračunski podmodeli turbulencije unutar cilindra motora s unutarnjim izgaranjem

Sva strujanja koja se događaju u prirodi mogu se podijeliti u dvije osnovne grupe: laminarna i turbulentna strujanja. Na laminarno strujanje utječe oblik i dimenzija elementa na koji fluid nastrojava dok na turbulentno strujanje utječe i gibanje novostvorenih vrtloga [3].

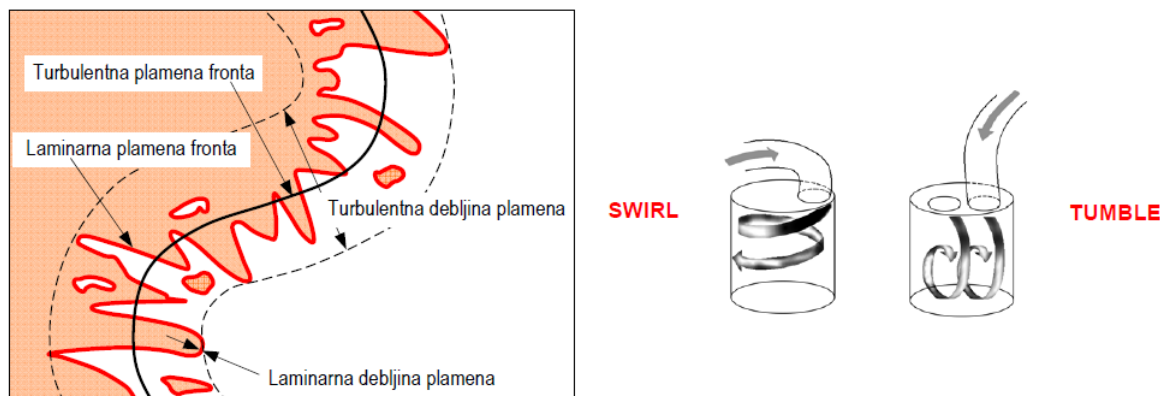


Slika 6. Shematski prikaz laminarnog i turbulentnog nastrojavanja na objekt [3]

Turbulentno strujanje ili turbulencija je veoma kompleksna fizikalna pojava koja se događa kad je Reynoldsov broj ($Re=UL/\nu$, gdje su U (m/s) i L (m) karakteristike brzine i duljine strujanja srednjeg toka, a ν kinematička viskoznost fluida (Pa·s)) iznad kritične vrijednosti. Skoro sva strujanja koja se događaju u inženjerskoj praksi su turbulentna: strujanja oko vozila, brodova, aviona, zgrada, mostova pa tako i u motorima s unutarnjim izgaranjem. Ponašanje turbulentnog strujanja je nasumično i kaotično, a gibanje čestica fluida postaje nemirno čak i za konstantne granične uvjete. Brzina i ostale značajke strujanja variraju nasumično i kaotično [2].

Poznato je da je izgaranje u Ottovom motoru uvelike ovisno o rasprostiranju plamena u cilindru i njegovom površinom (frontom) koja je shematski prikazana na slici 7 lijevo. Na površinu plamene fronte se može utjecati oblikom prostora izgaranja i položajem svjećice, ali veliki utjecaj imaju i nabori na plamenoj fronti. Nabori na plamenoj fronti ovise o vrtloženju u cilindru koje se u ograničenoj mjeri može kontrolirati ciljanim vrtložnim strujanjem oko uzdužne i poprečne osi cilindra (*swirl* i *tumble*). Dodatna prednost ciljanog vrtložnog

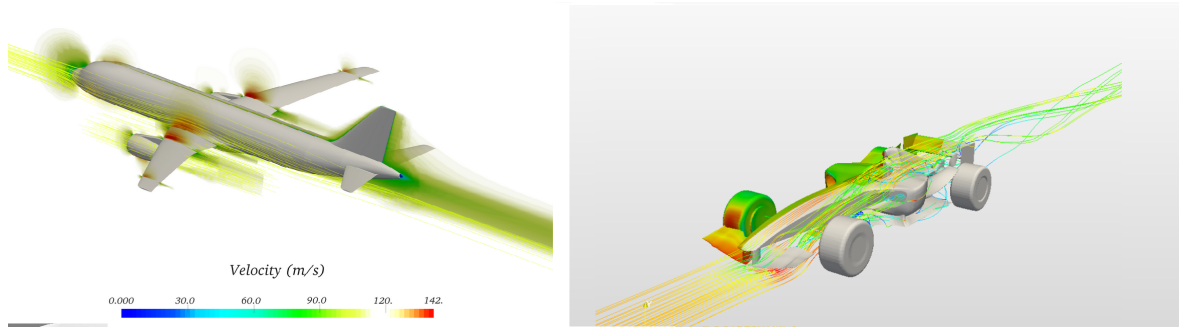
strujanja je kontrola sastava smjese, dodatni prijenos momenta, topline i mase. Razina turbulencije u cilindru je često određena intenzitetom turbulencije. Razina turbulencije je ovisna o brzini vrtnje motora, trenutku otvaranja ventila, kompresijskom omjeru te procesima izgaranja [2, 6].



Slika 7. Plamena fronta (lijevo), vrste ciljanog vrtložnog strujanja u cilindru (desno) [6]

Kako vrtlozi u cilindru stvaraju nabore na fronti plamena, tako i povećavaju njezinu površinu što rezultira ubrzanjem zagrijavanja plinova u cilindru. To znači i brže oslobađanje topline u cilindru, tj. pretvaranje kemijske energije u toplinsku. Kako s porastom brzine vrtnje motora jačaju vrtložnja u cilindru tako se ubrzava oslobađanje topline iako brzina izgaranja ne raste [6].

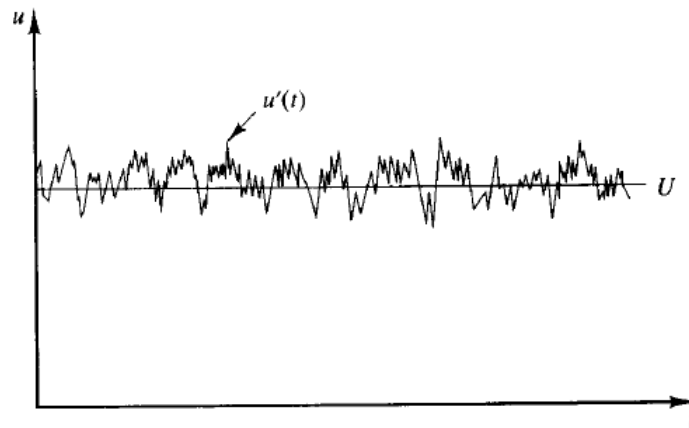
Provođenje eksperimenata je skup proces koji zahtijeva specijalnu opremu, laboratorij te ljude osposobljene za provođenje eksperimenata. Zbog procesa koji se odvijaju u cilindru, provođenje eksperimenata na radnom ciklusu motora s unutarnjim izgaranjem jako je otežano. S porastom snage računalnih procesora, sve učestalija je upotreba računalnih simulacija. Tokom vremena su se razvili brojni simulacijski alati od kojih je najviše primjenjena CFD metoda konačnih volumena. U praksi se upotrebljavaju i simulacijski alati temeljeni na 0 - dimenzijskoj analizi s kojima se do prihvatljivih rješenja dolazi u kraćem vremenu [2]. Primjeri simulacija strujanja u praksi su dani slikom 8.



Slika 8. Prikaz simulacija turbulentnog strujanja [4, 5]

Turbulentno strujanje obično se, prema Reynoldsu koji je prvi opisao dekompoziciju, opisuje kao strujanje stalne srednje vrijednosti brzine U s oscilirajućim vrijednostima brzine u' prema jednadžbi i slici ispod.

$$u(t) = U + u'(t) \quad (18)$$



Slika 9. Reynoldsova dekompozicija brzine strujanja [7]

Početne jednadžbe za modeliranje turbulencije su jednadžba kontinuiteta i *Navier-Stokes* jednadžba za Newtonovski fluid (sile na tijelo su zaneamrene) [2]

$$\rho_{,t} + (\rho \cdot u_i)_{,i} = 0, \quad (19)$$

$$(\rho \cdot u_i)_{,t} + (\rho \cdot u_i \cdot u_j)_{,j} = -p_{,i} + \tau_{ij,j}, \quad (20)$$

ρ gustoća fluida (kg/m^3),

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

p tlak (Pa),

τ_{ij} tenzor viskoznog naprezanja (N/m^2).

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

$$\rho_{,t} + (\rho \cdot \bar{u}_i)_{,i} = 0, \quad (21)$$

$$(\rho \cdot \bar{u}_i)_{,t} + (\rho \cdot \bar{u}_i \cdot \bar{u}_j)_{,j} = -\bar{p}_{,i} + \bar{\tau}_{ij,j} + \rho \cdot \overline{(u'_i \cdot u'_j)}_{,j}, \quad (22)$$

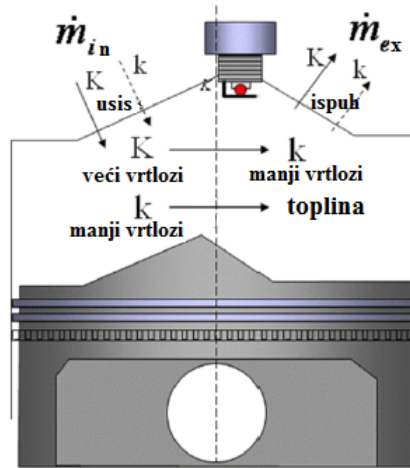
gdje $\overline{u'_i \cdot u'_j}$ u jednačbi (22) označava Reynoldsov tenzor napreznja, a javlja se zbog oscilacija brzine u' . Reynoldsov tenzor napreznja je nepoznanica i za njegovo određivanje se primjenjuju različite metode ovisno o razini aproksimacije (grupa modela viskoznosti vrtloga temeljena na RANS jednačbama) [2]:

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

Kod ulaza mase u cilindar povećava se kinetička energija glavnog strujanja što je vidljivo kod pojave većih vrtloga. Kinetička energija glavnog strujanja u cilindru prenosi se s većih vrtloga na manje što znači da sa smanjenjem kinetičke energije ukupnog strujanja jača turbulentna kinetička energija. Na kraju procesa, energija malih vrtloga se pretvara u toplinu zbog viskoznih sila. Rasipanje energije većih vrtloga na manje vrtloge te otpuštanje topline je nepovratan proces i naziva se energijski kaskadni fenomen. Rasipanje energije većih vrtloga na manje vrtloge je definirano stvaranjem turbulentne kinetičke energije, a otpuštanje topline uzrokovano efektima viskoznosti je definirano brzinom disipacije turbulentne kinetičke energije. Kod izlaza mase iz cilindra smanjuje se kinetička energija ukupnog strujanja i turbulentna kinetička energija [2].

2.2.1. Proračunski podmodel turbulencije $K - k$

Model turbulencije $K - k$ temelji se na prethodno opisanom enrgijskom kaskadnom fenomenu čiji je proces u cilindru shematski prikazan na slici 10.



Slika 10. Ilustracija enrgijskog kaskadnog fenomena [11]

U svakom trenutku ciklusa, mogu se izračunati srednja brzina strujanja U i oscilirajuća vrijednost brzine strujanja u' koja se još naziva i intenzitet turbulencije, poznavajući izraze za kinetičku energiju glavnog strujanja K (m^2/s^2) i turbulentnu kinetičku energiju k (m^2/s^2). Izrazi koji povezuju navedene veličine su [1, 14]:

$$K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2, \quad (23)$$

$$k = \frac{3}{2} \cdot m \cdot (u')^2, \quad (24)$$

gdje je m (kg) masa unutar cilindra. Faktor 3 u jednadžbi (24) se javlja iz pretpostavke da su turbulentni mali vrtlozi izotropni te se uzimaju u obzir oscilacije u sva tri smjera.

Prema tome, vremenska promjena srednje kinetičke energije K i turbulentne kinetičke energije k je prikazana jednadžbama [1, 14]:

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_{in} \cdot u_{in}^2 - P + K \cdot \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + K \cdot \frac{\dot{\rho}_{UZ}}{\rho}, \quad (25)$$

$$\frac{dk}{dt} = P - m \cdot \varepsilon + k \cdot \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + k \cdot \frac{\dot{\rho}_{UZ}}{\rho}, \quad (26)$$

- \dot{m}_{in} maseni protok koji ulazi u cilindar (kg/h) (in = intake, usis),
 \dot{m}_{ex} maseni protok koji izlazi iz cilindra (kg/h) (ex = exhaust, ispuh),
 u_{in} srednja brzina strujanja na usisnom ventilu (m/s),
 P produkcija turbulentne kinetičke energije (kg/(ms³)).

Produkcija turbulentne kinetičke energije P je složena funkcija lokalnih svojstava strujanja u cilindru. Kako ovaj model ne uzima u obzir prostornu različitost svojstava strujanja, P se mora računati iz vrijednosti srednjeg strujanja. Pretpostavlja se kako je produkcija u cilindru jednaka produkciji turbulencije u turbulentnom graničnom sloju kod strujanja preko ravne ploče. Produkcija i disipacija turbulentne kinetičke energije se računaju prema [8, 14]:

$$P = 0,3307 \cdot c_t \cdot \left(\frac{K}{L_1}\right) \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (27)$$

$$\varepsilon = \frac{(u')^3}{L_1} = \frac{(2k/3m)^{3/2}}{L_1}, \quad (28)$$

- L_1 integralna duljina vrtloga (m),
 c_t podesiva konstanta modela (-).

Razvoj intenziteta turbulencije i općenito turbulencije tijekom procesa izgaranja ovisan je o očuvanju zakretnog momenta za stvaranje vrtloga većih dimenzija. Preko modela turbulencije se postavljaju inicijalni uvjeti i svojstva za početak izgaranja. Nakon što izgaranje počne, produkcija turbulentne kinetičke energije se nastavlja računati prema izrazu (25). Pretpostavlja se da je iznos P u izrazu (26) jednak nuli. Kad proces izgaranja završi, intenzitet turbulencije izračunat prema očuvanju vrtložnog zakretnog momenta postaje inicijalna vrijednost za ostatak ciklusa te je nastavljen izračun prema modelu turbulencije [14].

2.2.2. Proračunski podmodel turbulencije $k - \varepsilon$

Standardni $k - \varepsilon$ model turbulencije temelji se na dvije transportne jednačbe, jedna za turbulentnu kinetičku energiju k (m²/s²) i druga za disipaciju ε (m²/s²). Ako se jednačba (22) oduzme od (20), pomnoži s u' i vremenski osrednji moguće je napisati transportnu jednačbu za turbulentnu kinetičku energiju:

$$(\rho \cdot k)_{,i} + (\rho \cdot k \cdot u_i)_{,i} = -\rho \cdot \overline{u_i \cdot u_j} \cdot u_{ij} - \rho \cdot \left(\frac{\overline{u'_i \cdot u'_i \cdot u'_j}}{2} \right)_{,j} - \overline{p'_{,j} \cdot u'_i} + (\overline{\tau'_{ij} \cdot u'_i})_{,j} - \overline{\tau'_{ij} \cdot u'_{i,j}}. \quad (29)$$

Prvi član na desnoj strani gornje jednadžbe predstavlja produkciju turbulentne kinetičke energije, drugi član molekularnu difuziju, treći i četvrti članovi promjenu u turbulentnoj kinetičkoj energiji uslijed pulzacija tlaka i viskoznog naprezanja (što se može zanemariti) te posljednji član disipaciju turbulentne kinetičke energije [2]. Uvođenjem produkcijskog izraza P te izraza za disipaciju turbulentne kinetičke energije ε pojednostavljuje se gornja jednadžba prema jednadžbi (32) [2]:

$$P = -\rho \cdot \overline{u_i \cdot u_j} \cdot u_{ij} = \mu_t \cdot (u_{i,j} + u_{j,i}) \cdot u_{i,j} - \frac{2}{3} \cdot \delta_{ij} \cdot (\mu_t \cdot u_{k,k}^2 + \rho \cdot k \cdot u_{k,k}), \quad (30)$$

$$\varepsilon = \frac{\overline{\tau'_{ij} \cdot u'_{ij}}}{\rho}, \quad (31)$$

$$(\rho \cdot k)_{,t} + (\rho \cdot k \cdot u_i)_{,i} = \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \cdot k_i \right)_{,i} + P - \rho \cdot \varepsilon, \quad (32)$$

μ_t kinematička viskoznost vrtloga (Pa·s)

δ_{ij} Kroneckerov delta simbol (-),

$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$ turbulentna kinetička energija,

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

Prvi član s desne strane jednadžbe (30) predstavlja smična naprezanja, a drugi član efekt dilatacije na turbulentnu kinetičku energiju.

Transportna jednadžba za disipaciju ε se derivira prema istom postupku kako je prikazano za turbulentnu kinetičku energiju [2]:

$$(\rho \cdot \varepsilon)_{,t} + (\rho \cdot \varepsilon \cdot u_i)_{,i} = \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \cdot \varepsilon_i \right)_{,i} + \left(C_1 \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot P + C_3 \cdot \rho \cdot \varepsilon \cdot u_{i,i} \right) - C_2 \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (33)$$

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

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

Produkcija i disipacija turbulentne kinetičke energije su uvijek povezane, što znači da je disipacija ε veća ako je vrijednost turbulentne kinetičke energije k veća. Jednadžbe (32) i (33) predstavljaju dvije transportne jednadžbe standardnog $k - \varepsilon$ modela turbulencije.

Kako bi se multi-dimenzijske transportne jednadžbe modela turbulencije pretvorile u 0-D transportne jednadžbe pretpostavlja se homogeno i izotropno strujanje te se zanemaruju članovi jednadžbi (32) i (33) - zadnji s lijeve i prvi s desne strane, koji se odnose na procese konvek-

cije i difuzije. Pretpostavlja se divergencija ukupne brzine za cilindar [2]:

$$S_{ij}^{\text{tot}} = u_{ij}^{\text{tot}} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (34)$$

Uzimajući u obzir postojanje ravnoteže između produkcije i disipacije turbulentne kinetičke energije jednadžbama (32) i (33) dodaje se član difuzije između izgorjene i ne izgorjene mase te uvrštavanjem konstanti modela C_1 i C_3 dobivaju se transportne jednadžbe 0-D modela turbulencije s podesivom konstantom C_2 [2]:

$$\frac{dk}{dt} = \frac{2}{3} \cdot \frac{k}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} - \frac{2}{3} \cdot \frac{k}{\nu} \cdot \frac{d\nu}{dt} - \varepsilon, \quad (35)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{4}{3} \cdot \frac{\varepsilon}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} + \frac{5}{12} \cdot \frac{\varepsilon}{\nu} \cdot \frac{d\nu}{dt} - C_2 \cdot \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (36)$$

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

Jednadžbe se mogu pojednostavljeno opisati kao:

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

Pretvaranjem multi-dimenzijskih jednadžbi u 0-D jednadžbe modela turbulencije zanemaruju se sljedeće značajke [8]:

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

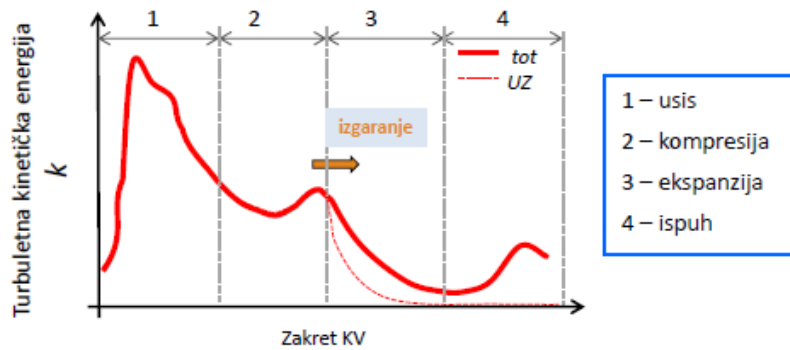
Dvo-zonski $k - \varepsilon$ podmodel turbulencije

Kvazi-dimenzijski modeli izgaranja dijele smjesu u cilindru na izgorjelu i neizgorjelu zonu. Prethodno opisani model turbulencije računa samo turbulentnu kinetičku energiju glavnog strujanja koja je jednaka za obje zone. Poznato je iz teorije izgaranja kako su fizička svojstva neizgorjele zone (ispred fronte plamena) najvažnija za proces izgaranja. Turbulentna kinetička energija neizgorjele zone deformira plamenu frontu, te utječe na prijenos momenta, topline i mase. Istraživanja su pokazala kako dvo-zonski modeli turbulencije točnije predviđaju krivulju tlaka tijekom izgaranja nego jedno-zonski modeli te kako dvo-zonski modeli turbulencije točnije prate eksperimentalno izmjerenu krivulju tlaka kroz sve uvjete rada [2].

Umjesto izračuna turbulentne kinetičke energije posebno za neizgorjelu i izgorjelu zonu, dvo-zonski model turbulencije koristi izračun ukupne turbulentne kinetičke energije i turbulentne kinetičke energije neizgorjele zone. Vrijednosti turbulencije izgorjele zone mogu se

potom izračunati preko srednjih vrijednosti turbulencije u cilindru te vrijednosti turbulencije u neizgorjeloj zoni.

Kako bi se takav model mogao validirati, izrađuju se 3-D-CFD simulacije za turbulentnu kinetičku energiju tokom izgaranja što je prikazano slikom 11. Donose se sljedeća ograničenja i zaključci [2]:



Slika 11. 3-D-CFD simulacija turbulentne kinetičke energije (TKE) tokom izgaranja [8]

1. Ukupna turbulentna kinetička energija mješavine u cilindru je jednaka zbroju turbulentne kinetičke energije izgorjele ($BZ=Burned\ Uone$) i neizgorjele zone ($UZ=Unburned\ Zone$):

$$k_{tot} = w_B \cdot k_{BZ} + (1 - w_B) \cdot k_{UZ}, \quad (37)$$

gdje je w_B (-) maseni udio izgorjele mase definiran kao omjer izgorjele i ukupne mase u cilindru.

2. Ukupna produkcija turbulentne kinetičke energije mješavine u cilindru je jednaka zbroju produkcije izgorjele i neizgorjele zone:

$$P_{tot} = w_B \cdot P_{BZ} + (1 - w_B) \cdot P_{UZ}. \quad (38)$$

3. Ukupna disipacija turbulentne kinetičke energije mješavine u cilindru je jednaka zbroju produkcije izgorjele i neizgorjele zone:

$$\varepsilon_{tot} = w_B \cdot \varepsilon_{BZ} + (1 - w_B) \cdot \varepsilon_{UZ}. \quad (39)$$

4. Turbulentna kinetička energija neizgorjele zone je uvijek jednaka ili manja od ukupne turbulentne kinetičke energije:

$$k_{UZ} \geq k_{tot}. \quad (40)$$

Produkcija turbulentne kinetičke energije je uvijek pozitivna. Negativna produkcija znači da su se manji vrtlozi spojili i stvorili veće što se kosi s kaskadnim fenomenom. Disipacija turbulentne kinetičke energije je također uvijek pozitivna [2].

Značajan izvor turbulencije u cilindru je protok kod usisnog ventila. Snažna turbulencija tokom usisa oblikuje 3-D strujanje u cilindru. Iz tog razloga, analiza turbulencije se mora proširiti na fazu izmjene plinova. Jednadžba 42 vrijedi u slučaju kada protok mase na usisu u kontrolni volumen ne postoji. Tokom procesa usisa, protok na usisu povećava kinetičku energiju glavnog strujanja i turbulentnu kinetičku energiju u cilindru. Promjena gustoće tokom vremena uzima u obzir promjene u kontrolnom volumenu, ali ne može obuhvatiti sav značaj koji jaki protok na usisu ima na stanje u cilindru. Kako bi se multi-dimenzijske transportne jednadžbe modela turbulencije pretvorile u 0-D transportne jednadžbe za slučaj izmjene plinova, definira se novi početni izraz S_ϕ (kg/m³) jednadžbe kontinuiteta[2]:

$$\rho_{,t} + \rho \cdot u_{i,j} = S_\phi. \quad (41)$$

Sada se divergencija ukupne brzine za cilindar računa prema [2]:

$$S_{i,j}^{\text{tot}} = u_{i,j}^{\text{tot}} = -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{d\rho}{dt} + \frac{q_{\text{in}}}{V_c} \right), \quad (42)$$

gdje je q_{in} (kg/s) maseni protok na usisu. Primjenom gornje jednadžbe na transportne jednadžbe (32) i (33) te uz zanemarivanje izraza za difuziju i smicanje, dobijaju se transportne jednadžbe modela turbulencije ukupne mase koje su prikazane ispod[8, 17].

Ukupna masa (podesive konstante: $A_{00}, A_{10}, C_{00}, C_{10}, C_2, C_\varepsilon$):

$$\frac{dk}{dt} = (A_{00} + A_{10} \cdot U_{\text{ivcs}}) \cdot \left(\frac{q_{\text{in}}}{m_c} \cdot U_{\text{ivcs}}^3 \right) + \frac{2}{3} \cdot \frac{k}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} - \frac{2}{3} \cdot \frac{k}{\nu} \cdot \frac{d\nu}{dt} - \varepsilon, \quad (43)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = (C_{00} - C_{10} \cdot p_c) \cdot \left(\frac{4}{3} \cdot \frac{q_{\text{in}}}{m_c} \cdot \varepsilon \right) \cdot C_\varepsilon \cdot \left(\frac{4}{3} \cdot \frac{\varepsilon}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} \right) + \frac{5}{12} \cdot \frac{\varepsilon}{\nu} \cdot \frac{d\nu}{dt} - C_2 \cdot \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (44)$$

Neizgorjela zona (podesive konstante: $C_2, C_\varepsilon^{\text{UZ}}$):

$$\frac{dk_{\text{UZ}}}{dt} = \frac{2}{3} \cdot \frac{k_{\text{UZ}}}{\rho_{\text{UZ}}} \cdot \frac{d\rho_{\text{UZ}}}{dt} - \frac{2}{3} \cdot \frac{k_{\text{UZ}}}{\nu_{\text{UZ}}} \cdot \frac{d\nu_{\text{UZ}}}{dt} - \varepsilon_{\text{UZ}}, \quad (45)$$

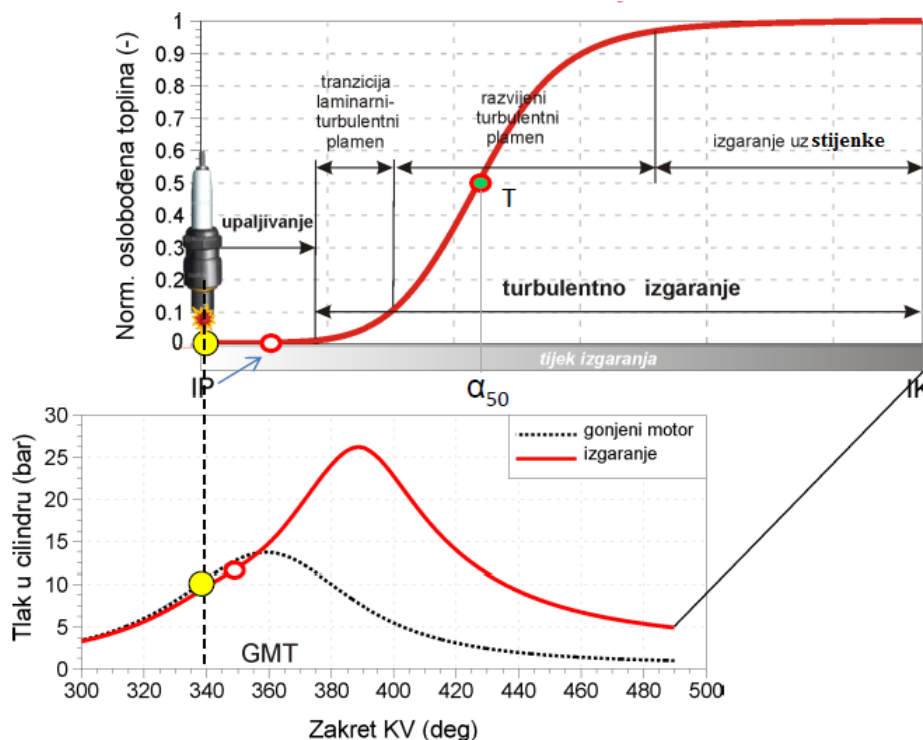
$$\frac{d\varepsilon_{\text{UZ}}}{dt} = C_\varepsilon^{\text{UZ}} \cdot \left(\frac{4}{3} \cdot \frac{\varepsilon_{\text{UZ}}}{\rho_{\text{UZ}}} \cdot \frac{d\rho_{\text{UZ}}}{dt} \right) + \frac{5}{12} \cdot \frac{\varepsilon_{\text{UZ}}}{\nu_{\text{UZ}}} \cdot \frac{d\nu_{\text{UZ}}}{dt} - C_2 \cdot \frac{\varepsilon_{\text{UZ}}^2}{k_{\text{UZ}}}, \quad (46)$$

gdje je U_{ivc} (m/s) prosječna brzina strujanja na presjeku usisnog ventila ($\text{ivc} = \text{Intake Valve Cross Section}$), a p_c (Pa) tlak u cilindru. Primjenom dvo-zonskog $k - \varepsilon$ modela turbulencije, moguće je zanemariti izračun izgaranja uz stijenke u modelu izgaranja [2].

3. Proračunski modeli izgaranja unutar cilindra motora s unutarnjim izgaranjem

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

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



Slika 12. Faze izgaranja u cilindru [8]

Izgaranje započinje preskakanjem iskre na svjećici koje se događa u točno određenom trenutku (*Spark Timing*). Kod stehiometrijske smjese benzina i zraka energija iskre potrebna za

sigurno upaljivanje iznosi 0,2 mJ, dok je potreban električni napon na elektrodama svjećice najmanje 12 kV (u automobilskim motorima iznos napona na elektrodama svjećice je i preko 30 kV) [6]. Energija smjese koja se zapali u neposrednoj okolini iskre mora biti dovoljno velika da se nastavi rasprostiranje plamena u nezapaljenoj smjesi. Time je postavljena gornja granica faktora zraka λ (-) jer se kod premale količine goriva u zraku plamen gasi. Najranija točka paljenja je ograničena pojavom detonantnog izgaranja. Početak izgaranja najčešće kasni za trenutkom preskakanja iskre na svjećici i ova faza se zove zakašnjenje paljenja u kojoj se oslobađa jako mala količina topline. U toj fazi se formira jezgra plamena od koje izgaranje postupno teče dalje. Zakašnjenje paljenja ovisi i oktanskom broju, o omjeru goriva i zraka te o temperaturi i tlaku na kraju kompresije. Što je zakašnjenje paljenja kraće to je veća opasnost od pojave samozapaljenja i detonantnog izgaranja [6].

Nakon preskakanja iskre na svjećici i formiranja jezgre plamena do veličine 5 - 6 mm, uslijed jakog strujanja u području svjećice, pomiče se središte jezgre plamena, plamena fronta se sve više deformira i naborava što povećava njenu površinu. Kao posljedica toga povećava se brzina izgaranja. Plamena fronta se širi radijalno iz vlastitog centra prema stijenkama. Izgaranje uz stijenke je usporeno zbog malog utjecaja turbulencije, otežanog širenja fronte plamena i lokalnog gašenja plamena [2].

3.1. Fraktalni model izgaranja - FCM

Realna plamena fronta u motorima sa svjećicom je tanka i jako naborana površina koja se širi kroz prostor izgaranja. Postoje dva mehanizma zbog kojih se plamena fronta naborava [2]:

- varijacije u lokalnim temperaturama i sastavima mješavine koje utječu na lokalnu brzinu izgaranja i deformaciju plamena,
- turbulentni vrtlozi različitih veličina koji utječu na konvektivno naboravanje plamene fronte.

Kod velikih brzina rada motora deformacija fronte može biti toliko velika da se javljaju više plamenih fronti koje okružuju dijelove neizgorjele mješavine. Prihvaćena tvrdnja je da je pri većini režima rada motora plamena fronta ipak jedinstvena površina prikazana slikom 13.

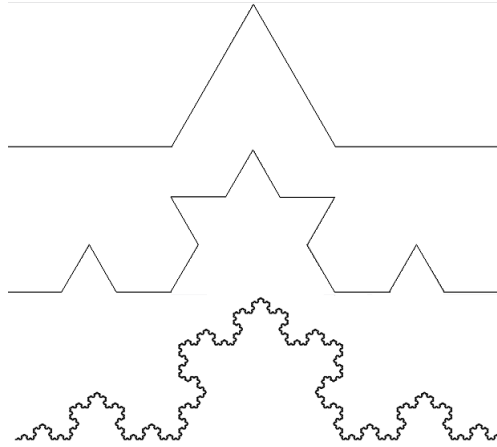


Slika 13. Podjela mješavine u cilindru na izgorjelu i neizgorjelu zonu [10]

Kako je već prethodno opisano, mješavina u cilindru se dijeli na dvije zone: izgorjelu i neizgorjelu zonu. Iako su modeli izgaranja bez-dimenzijski, podgrupa modela koji se nazivaju kvazi-dimenzijski uzimaju u obzir oblik prostora izgaranja, širenje plamene fronte te njenu interakciju sa stijenkama prostora izgaranja. Jedan od najviše korištenih kvazi-dimenzijskih modela je i fraktalni model izgaranja, FCM (*Fractal Combustion Model*). Fraktalni model izgaranja obuhvaća naboravanje plamene fronte, njeno širenje laminarnom brzinom te utjecaj turbulentnog strujanja na frontu. Naboravanjem plamene fronte raste njena površina i brzina izgaranja. Definirane su sljedeće pretpostavke modela [8]:

- fronta plamena je beskonačno tanka zona koja dijeli izgorjelu i neizgorjelu zonu (dvo-zonski model izgaranja),
- jedinstveni tlak u obje zone,
- temperaturna homogenost u pojedinim zonama,
- nema izmjene topline između izgorjele i neizgorjele zone,
- naborana fronta plamena A_T zahvaća neizgorjelu smjesu laminarnom brzinom S_L .

Površina plamene fronte je određena fraktalnom geometrijom. Fraktalna geometrija se temelji na samosličnosti određene fizikalne veličine u različitim mjerilima kao prema primjeru na slici 14.



Slika 14. Primjer fraktalne geometrije na Kochovoj krivulji [9]

Može se pretpostaviti da veličina ima najveće i najmanje mjerilo i da se između njena vrijednost ne mijenja. U slučaju duljine turbulentnog plamena, pretpostavljeno je najveće mjerilo određeno mjerilom integralne duljine turbulencije L_I , a najmanje određeno mjerilom Kolmogorove duljine l_k . Njihov odnos je dan sljedećom jednačbom [1, 2]:

$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{A_T}{A_L} = \left(\frac{L_I}{l_k}\right)^{D_3-2}, \quad (47)$$

S_T turbulentna brzina plamena (m/s),

S_L laminarna brzina plamena (m/s),

A_T turbulentna (naborana) površina plamene fronte (m^2),

A_L laminarna (glatka) površina plamene fronte (m^2),

D_3 fraktalna dimenzija (-).

Fraktalna dimenzija D_3 je funkcija bez-dimenzijske oscilacije brzine turbulentnog strujanja u'/S_L (omjer oscilacije brzine turbulentnog strujanja i laminarne brzine plamena). Fraktalna dimenzija se računa prema izrazu [2]:

$$D_3 = \frac{D_{3,\min} \cdot S_L + D_{3,\max} \cdot u'}{u' + S_L}, \quad (48)$$

gdje je $D_{3,\min} = 2,05$, a $D_{3,\max} = 2,35$. Oscilacija brzine turbulentnog strujanja u' se još naziva i intenzitet turbulencije, a računa se iz proračuna turbulentne kinetičke energije.

Sada se može izračunati brzina izgaranja mase prema [1, 2]:

$$\left(\frac{dm_{BZ}}{dt}\right)_{\text{fraktal}} = \rho_{UZ} \cdot A_T \cdot S_T = \rho_{UZ} \cdot \left(\frac{A_T}{A_L}\right) \cdot A_L \cdot S_L = \rho_{UZ} \cdot \left(\frac{L_I}{l_k}\right)^{D_3-2} \cdot A_L \cdot S_L. \quad (49)$$

Laminarna brzina plamena S_L je funkcija karakteristike goriva, tlaka u cilindru, temperature neizogrjele mješavine te omjera zraka i goriva. Jednadžba (49) vrijedi samo za 2. i 3. fazu izgaranja, tj. prijelaz iz laminarnog u turbulentni plamen i izgaranje potpuno razvijenim turbulentnim plamenom.

Brzina izgaranja se smanjuje kad izgaranje dosegne stijenke prostora izgaranja i jednadžba (49) više ne vrijedi. Faza koja tu započinje zove se izgaranje uz stijenke i pod utjecajem je hladnijih stijenki, ograničenjem strujanja i ekspanzije plinova, itd. Oko 30-40 % neizgorjele smjese izgara uz stijenke, a brzina izgaranja te mase se može izračunati prema izrazu za eksponencijalni raspad [2]:

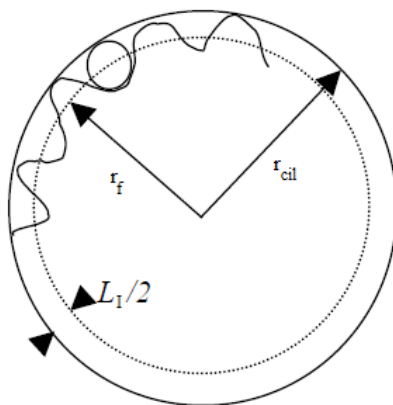
$$\left(\frac{dm_{BZ}}{dt}\right)_{\text{stijenke}} = \frac{m - m_{BZ}}{\tau}, \quad (50)$$

m ukupna masa u cilindru (kg),

m_{BZ} masa izgorjele zone (kg),

τ vremenska karakteristika izgaranja uz stijenke (s).

Izgaranje uz stijenke započinje kad prvi plamen dosegne stijenku, tj. kad je ostvareno vrijeme tranzicije t_{tr} .



Slika 15. Početak izgaranja uz stijenke [1]

Na slici 15 parametar r_f predstavlja radijus prvog dostizanja plamena na stijenku. Vremenska karakteristika izgaranja uz stijenke računa se uz pretpostavku da je brzina izgaranja uz stijenke jednaka onoj iz fraktalnog modela:

$$\tau = \frac{(m - m_{BZ})_{tr}}{(\rho_{UZ} \cdot A_T \cdot S_L)_{tr}}. \quad (51)$$

Prethodno izračunata vrijednost τ se drži konstantnom tokom daljnjeg izgaranja uz stijenke.

Ukupna brzina izgaranja se računa prema izrazu:

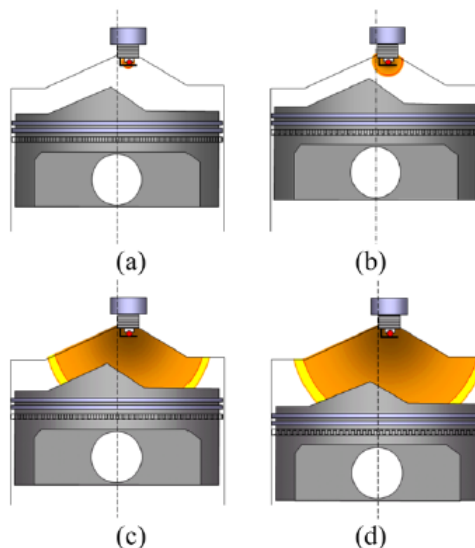
$$\left(\frac{dm_{BZ}}{dt}\right)_{\text{ukupno}} = (1 - w_2) \cdot \left(\frac{dm_{BZ}}{dt}\right)_{\text{fraktal}} + w_2 \cdot \left(\frac{dm_{BZ}}{dt}\right)_{\text{stijenke}}, \quad (52)$$

gdje je w_2 maseni faktor koji se linearno povećava s vremenom. Trenutak aktiviranja proračuna izgaranja prema izgaranju uz stijenkicu se može odrediti na dva načina [2]:

- identifikacijom prvog dosezanja plamene fronte na stijenkicu,
- unaprijed definiram konstantom u simulacijskom programu *Mass Fraction Burned at Wall Combustion Start*.

Oblik prostora izgaranja

Kako je već rečeno, fraktalni model izgaranja uzima u obzir oblik prostora izgaranja. Površina fronte plamena ovisi o položaju svjeće, zakretu koljenastog vratila, obliku klipa, obliku glave cilindra, itd. Na slici 16 vidi se utjecaj pomaka klipa na plamenu frontu. Kod jednostavnih geometrija prije pokretanja simulacije, simulacijski program definira tablice područja slobodnog širenja plamena. Kod složenijih geometrija takve tablice se moraju definirati u nekom drugom programskom alatu i kao takve unijeti u simulacijski program u obliku ulazne datoteke.



Slika 16. Utjecaj pomaka klipa na plamenu frontu [11]

3.2. Model praćenja plamena - FTM

Model praćenja plamena, FTM (*Flame Tracking Model*) je kvazi-dimenzijski model izgaranja koji predviđa brzinu oslobađanja topline u Ottovim motorima. Razvoj fronte plamena je opisan preko brzine plamena koja je pod utjecajem turbulentnog izgaranja i ekspanzije izgorjelih plinova. Definirane su sljedeće pretpostavke modela [18]:

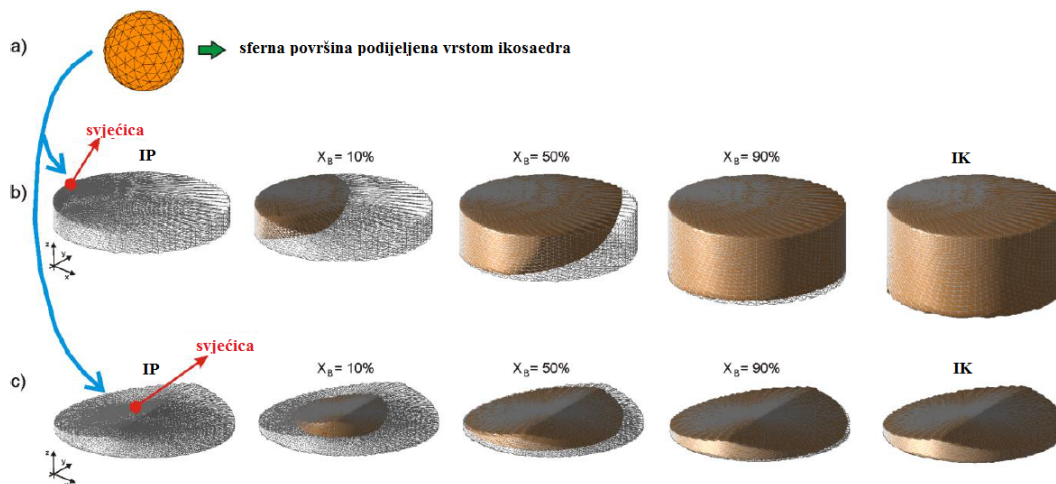
- jedinstvena vrijednost tlaka u cijelom prostoru izgaranja,
- smjesa u cilindru je podijeljena na izgorjelu i neizgorjelu zonu koje su odvojene beskonačno tankom frontom plamena,
- fronta plamena je opisana s određenim brojem točaka plamena koje opisuju trokute fronte plamena. Broj točaka plamena i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

Kako brzina izgaranja ovisi o značajkama turbulencije u cilindru, točno modeliranje turbulencije je jako važno. Model praćenja plamena se može koristiti upareno s $K - k$ ili $k - \varepsilon$ pod-modelima turbulencije te s pod-modelom detontantnog izgaranja. Za model su od velikog značaja parametri [18]:

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

Opis geometrije fronte plamena i prostora izgaranja

Geometrija prostora izgaranja je opisana s maksimalnim projiciranjem zraka plamena (najdulji put) u radijalnom smjeru iz središta plamena. Ishodište zraka, tj. središte plamena odgovara položaju svjećice. Ukupan broj i raspodjela točaka plamena je definirana sfernom površinom koja je podijeljena oblikom ikosaedara, tj. na jednakostranične trokute, kako se vidi na slici 17 a. Prije početka izgaranja geometrija sfere je translahirana u 3-D koordinatni sustav gdje se računaju najdulji putovi gibanja za svaku zraku plamena. Najveći putovi gibanja za zrake koje su usmjerene prema klipu se mijenjaju kako se klip giba. Ako se povežu svi maksimalni putovi za sve točke plamena za različite zakrete KV, može se prikazati oblik prostora izgaranja kao što je prikazano na slici 17 b i c (rešetkasto) za različite oblike glave cilindra.



Slika 17. Geometrija fronte plamena i prostora izgaranja u FTM. Pod a) sferna površina plamena. Pod b) i c) širenje izgorjele zone za različit oblik glave motora [18]

Istom metodom, ako se prikažu prethodne i trenutne točke plamena u određenom trenutku preko rešetkastog prikaza geometrije, može se prikazati širenje izgorjele zone kao što je prikazano na slici 17 b i c (smeđa boja).

Izračun turbulentne brzine izgaranja

Za izračun turbulentne brzine izgaranja FTM koristi projekcije naborane fronte plamena na normalne pravce koji propagiraju turbulentnom brzinom plamena. U teoriji izgaranja postoji puno korelacija između laminarne S_L i turbulentne S_T brzine plamena. U FTM ova korelacija

se računa prema izrazu [18]:

$$S_{T,i} = S_L \cdot \max \left[1, \left(-4,37 + 1,13 \cdot \left(\frac{u'_i}{S_L} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{S_L \cdot l_i}{\nu} \right)^{1/4} \right) \right], \quad (53)$$

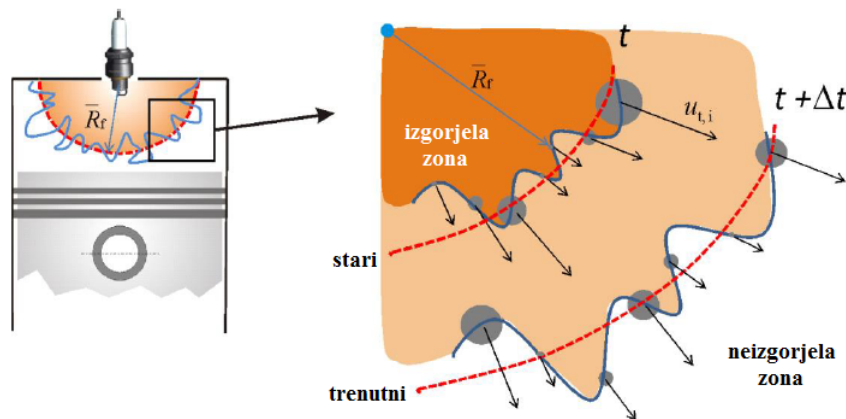
gdje su $S_{T,i}$ (m/s) turbulentna brzina plamena, u'_i (m/s) pulzacija brzine, tj. intenzitet turbulencije i l_i (m) integralna duljina i -te točke plamena. Intenzitet turbulencije se računa iz turbulentne kinetičke energije za svaku točku plamena. Ukupna brzina izgaranja se računa kao suma brzina izgaranja za sve trokute površine plamena prema izrazu [18]:

$$\frac{dm_{BZ}}{dt} = \sum_{j=1}^{N_{tr}} \left[\rho_{UZ} \cdot \sum_{i=1}^3 \left(\frac{1}{N_{j,akt}} \cdot A_{norm,j} \cdot S_{T,i} \right) \right], \quad (54)$$

gdje je $N_{j,akt}$ (-) broj aktivnih točaka na svakom trokutu površine plamena, N_{tr} (-) broj trokuta površine plamena, $A_{norm,j}$ (m²) je površina trokuta u normalnom smjeru. Površina trokuta $A_{norm,j}$ se računa preko trenutnog radijusa položaja središta trokuta R_j (m) i odgovarajućeg kuta Ω_j (rad) prema izrazu ispod [18]. Karakteristične veličine izračuna $A_{norm,j}$ su prikazane na slici 19 lijevo.

$$A_{norm,j} = R_j^2 \cdot \Omega_j. \quad (55)$$

Jednom kad se odredi brzina izgaranja, svaka točka plamena se pomiče u radijalnom smjeru što je ilustrirano na slici 18.



Slika 18. Širenje plamene fronte u FTM [18]

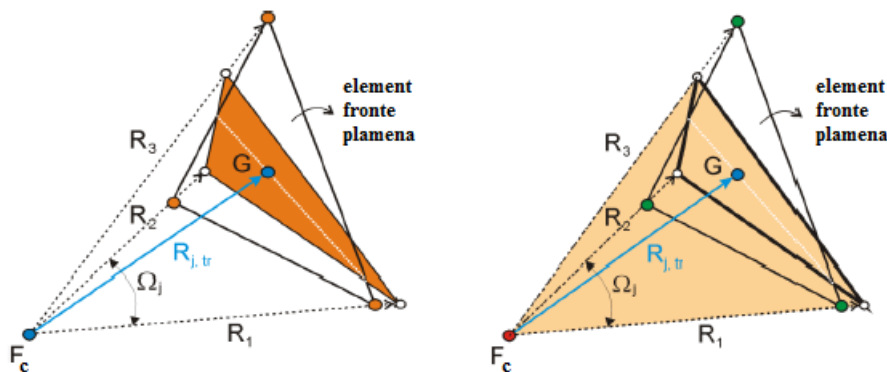
Ekspanzija plinova izgaranja

Trenutni položaj točki trokuta plamene fronte i središte plamena definiraju tetraedre koji zapravo opisuju volumen izgorjele zone kako je prikazano na slici 19 desno. Ukupni volumen

izgorjele zone je suma volumena svih tetraedra prema izrazu [19]:

$$V_{BZ} = \sum_{j=1}^{N_{tr}} V_j = \frac{1}{3} \cdot \sum_{j=1}^{N_{tr}} R_j^3 \cdot \Omega_j. \quad (56)$$

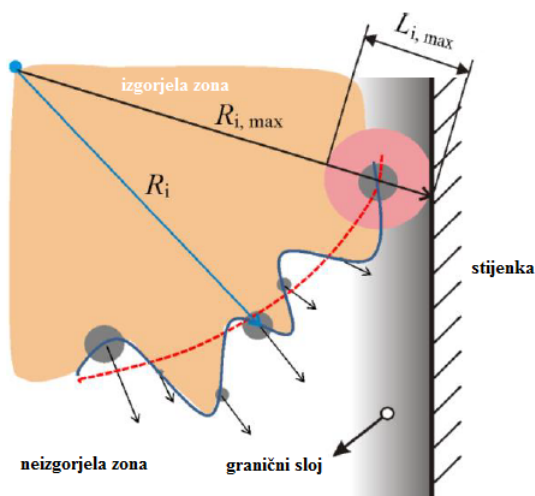
Modificira se radijus plamena kako bi volumen izračunat prema (56) odgovarao volumenu izgorjele smjese izračunatom preko plinske jednadžbe.



Slika 19. Površina trokuta (lijevo) i volumen tetraedra (desno) u FTM [19]

Izgaranje uz stijenke

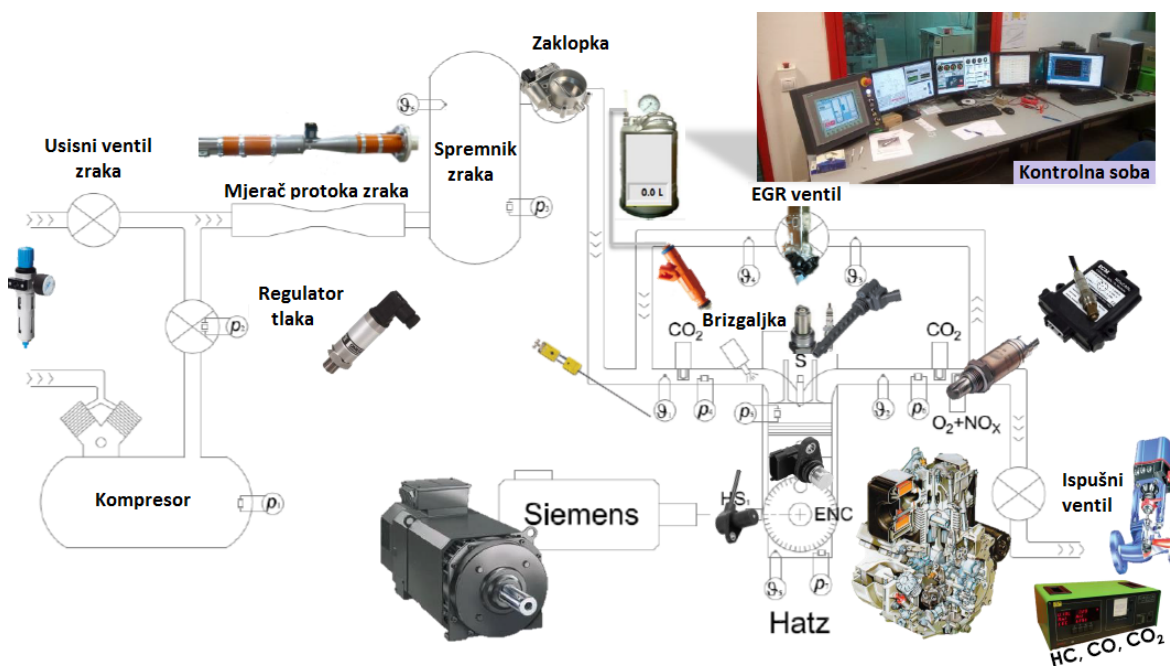
Općenito, stijenke usporavaju gibanje izgorjele i neizgorjele zone smjese u cilindru zbog povećane disipacije (efekt viskoznih sila) u graničnom sloju. Kada je suma stvarnog radijusa određene točke plamena R_i i polovice integrale duljine $L_{i,i}$ ove točke veća od najvećeg radijusa točke plamena $R_{i,max}$, smatra se da se ova točka nalazi u uvjetima izgaranja uz stijenke. Slučaj je ilustriran na slici 20.



Slika 20. Dolazak plamena do stijenke u FTM [18]

4. Eksperimentalni podaci i simulacijski model motora

Za potrebe parametrizacije modela izgaranja i turbulencije prvotno su na eksperimentalnom postavu u Laboratoriju za motore i vozila ispitane radne točke motora HATZ 1D81 te su izmjereni podaci. Potom je izrađen simulacijski model u programu AVL BOOST. Shematski prikaz eksperimentalnog postava se nalazi na slici 21. Smjer gibanja mase je označen strelicama.



Slika 21. Shematski prikaz eksperimentalnog postava u LMV [15]

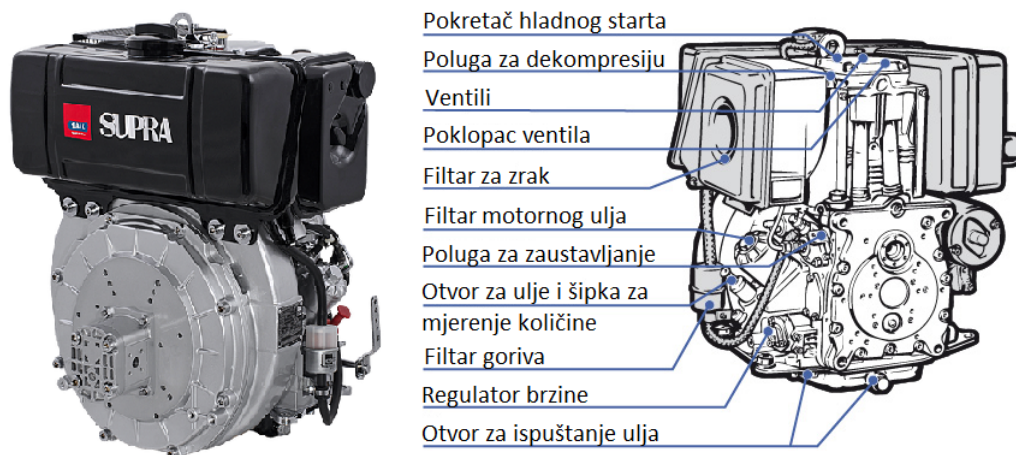
4.1. Podaci o motoru HATZ 1D81

Motor je originalno konstruiran kao Dieslov motor, ali je prenamijenjen tako da može raditi i kao Ottov motor sa svjećicom. Originalne značajke motora su sljedeće [12]:

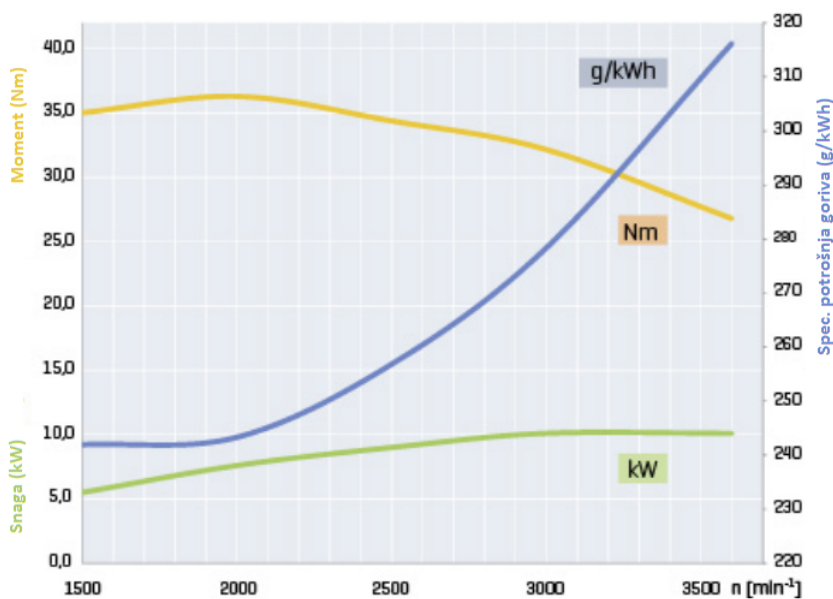
- Dieslov motor, jedan cilindar, četvero-taktni, dva ventila
- hlađenje zrakom,
- pogon manjih poljoprivrednih i građevinskih strojeva,
- direktno ubrizgavanje goriva,
- cilindar izrađen od sivog lijeva, lagano kućište radilice dobiveno tlačnim lijevom,
- kompresijski omjer 20,5:1, volumen cilindra 667 cm³

- radilica i klipnjača uležištene na kliznim ležajevima,
- razvodni mehanizam preko bregastog vratila, šipke podizača i klackalice.

Osnovni dijelovi motora su prikazani na slici 22 dok su krivulje vanjskih karakteristika osnovnog motora prikazane na slici 23.



Slika 22. Osnovni dijelovi motora [12]



Slika 23. Vanjske značajke originalnog HATZ 1D81 motora [12]

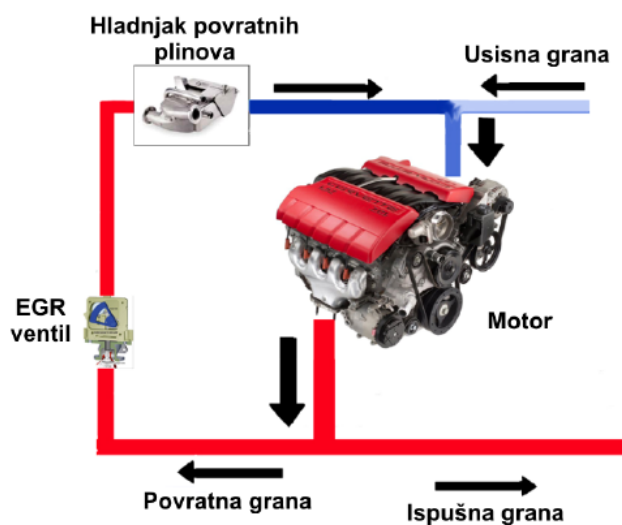
Kako bi se izbjegla pojava detonantnog izgaranja, kompresijski omjer je smanjen za otprilike 40 %. Geometrijske karakteristike prenamijenjenog motora su dane tablicom 1 [10]:

Tablica 1. Geometrijske karakteristike prenamijenjenog HATZ 1D81 motora

Značajka	Oznaka	Iznos	Mjerna jedinica
Promjer klipa	D	100	mm
Hod klipa	H	85	mm
Kompresijski omjer	ε	11,3	-
Promjer usisnog/ ispušnog ventila	d_{in}/ d_{ex}	37/ 32	mm
Duljina klipnjače	l	127	mm

4.2. Povrat ispušnih plinova - EGR

Kako sam naziv kaže, povrat ispušnih plinova (*Exhaust Gas Recirculation*, EGR) je namjeran povratak određene količine plinova (do 20 % u Ottovim motorima) iz ispušnog sustava u usisni sustav te konačno nazad u cilindar, što je shematski prikazano slikom 24.



Slika 24. Shematski prikaz EGR sustava [6]

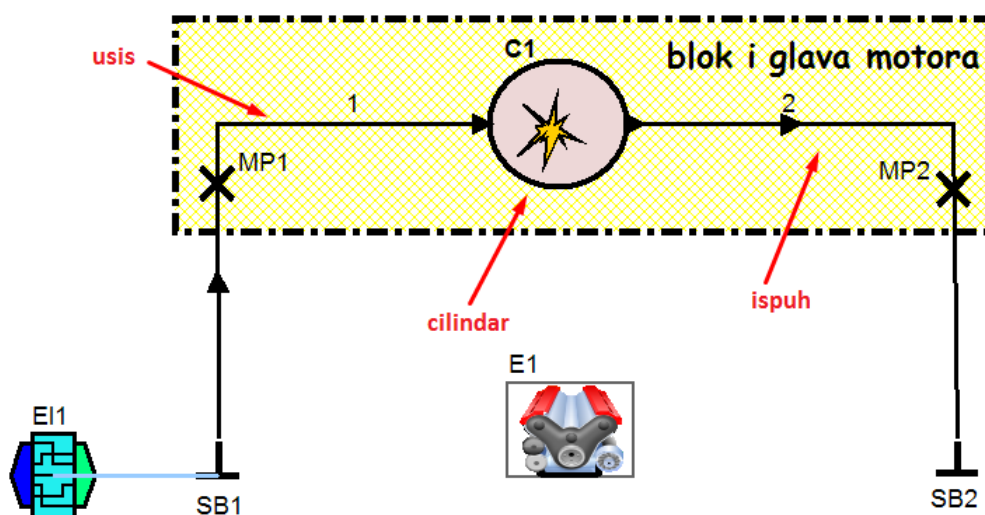
Miješanjem ispušnih plinova i svježeg punjenja postiže se smanjena vršna temperatura pri izgaranju jer ispušni plinovi ne sudjeluju u izgaranju, ali troše toplinu da bi se zagrijali. Na taj način se smanjuje emisija NO_x čestica čiji je glavni uzročnik visoka temperatura izgaranja. Iako je dušik kod normalnih temperatura inertan, kod visokih temperatura pri izgaranju spaja se s kisikom i dolazi do stvaranja NO_x čestica. Dodatno se može reducirati potrošnja goriva pri djelomičnom opterećenju motora jer se povećava volumen usisnih plinova što ima

utjecaja na smanjenje potlaka u cilindru i smanjenje gubitka rada izmjene plinova. Uz navedeno može se smanjiti i vjerojatnost od pojave detonantnog izgaranja. Količina plinova koji se povlače iz ispušnog sustava mora se regulirati za različito opterećenje motora i za različitu brzinu, što se najčešće odvija putem EGR ventila.

EGR je bitan za Ottove motore koji mogu raditi sa siromašnom smjesom i kod kojih se redukcija NO_x čestica ne može odvijati u trostaznom katalizatoru. EGR rasterećuje rad apsorpcijskog katalizatora i produljuje vrijeme između njegove regeneracije [6].

4.3. Grafičko sučelje simulacijskog modela u programu AVL BOOST

Grafičko sučelje simulacijskog modela je izrađeno u programu AVL BOOST i prikazano je na slici 25. Sastoji se od reduciranog motora s cilindrom te dijelom usisnog i ispušnog sustava.



Slika 25. Grafičko sučelje simulacijskog modela

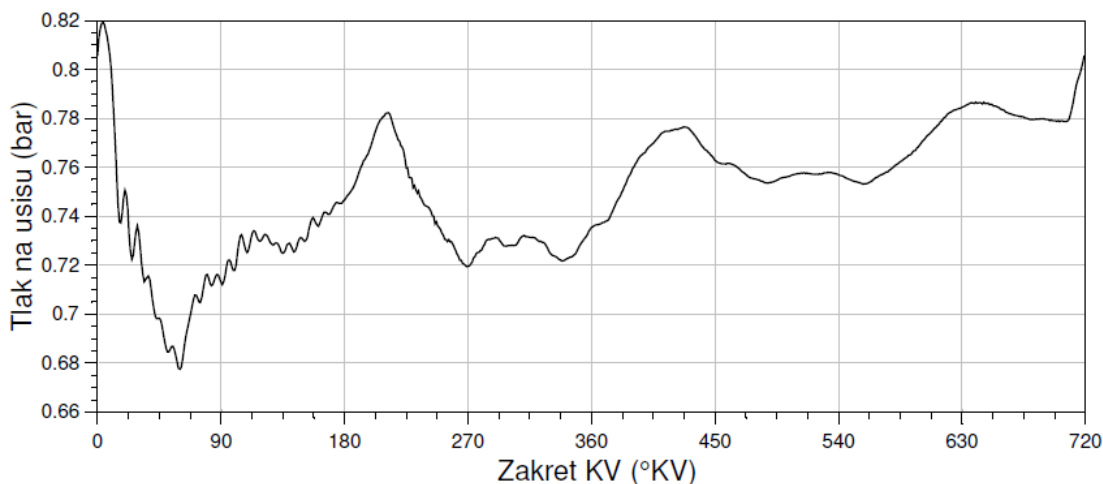
Preko elemenata *usisa* i *ispuha* definirane su dimenzije usisnog i ispušnog sustava kao i inicijalne vrijednosti fizikalnih veličina u njima. Dimenzije promatranog dijela usisne cijevi su $\Phi 40,3 \times 60$ mm, dok su dimenzije promatranog dijela ispušne cijevi $\Phi 42 \times 500$ mm. Postojanje ispušnih plinova u cijevi je definirano preko postotnog udjela ispušnih plinova u lokalnom sastavu, npr. 0,1 za 10 % ili 1,0 za 100 % ispušnih plinova. Za elemente usisa i ispuha još su definirani koeficijenti trenja pri laminarnom (64) i turbulentnom strujanju (0,019) te korišteni model prijelaza topline (*Colburn*).

Preko elementa *cilindar* definiraju se inicijalne vrijednosti fizikalnih veličina u cilindru, geometrijske karakteristike cilindra prema tablici 1, karakteristike modela prijenosa topline (*Woschni*), podizaji ventila te za simulaciju najbitnije, model izgaranja.

Element *E1* služi za definiranje vrste motora (četvero-taktni), rasporeda paljenja cilindara u slučaju većeg broja cilindara te definiranje otpora trenja. Otpori rastu eksponencijalno s povećanjem brzine vrtnje motora.

Mjerne točke *MP1* i *MP2* služe za izvlačenje većeg broja rezultata iz simulacija. Mjerna točka *MP1* se nalazi 30 mm od kraja usisne cijevi prema cilindru, dok se mjerna točka *MP2* nalazi 50 mm od kraja ispušne cijevi prema ispuhu.

Elementi *SB1* i *SB2* su granični elementi sustava. Za njih se također definiraju inicijalne vrijednosti fizikalni veličina. Preko elementa *E11* zadane su izmjerene oscilacije tlaka na usisu kao prema primjeru na slici 26 za RT 567.



Slika 26. Tlak na usisu za RT 567

4.4. Pregled radnih točaka

Na eksperimentalnom postavu u Laboratoriju za motore i vozila ispitano je 11 radnih točaka (RT) na 300 radnih ciklusa sa stehiometrijskom smjesom ($\lambda = 1$). Korišteno gorivo je INA BS 95 Class. Uz pomoć senzora na eksperimentalnom postavu izmjerene su temperature i tlakovi na usisu i ispuhu te maseni protoci goriva i zraka. Pregled osnovnih parametara radnih točaka je dan u tablicama 2 i 3.

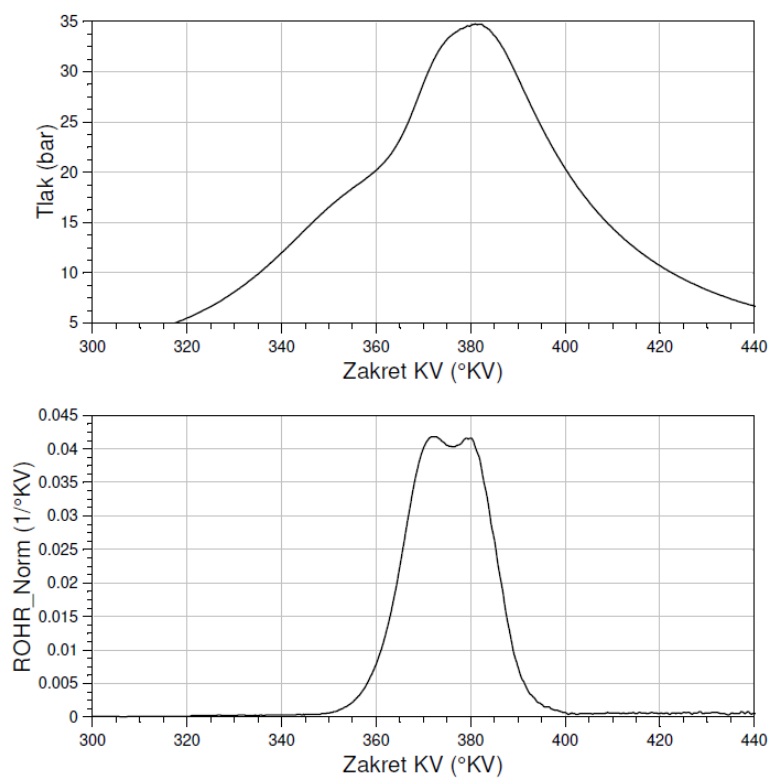
Tablica 2. Osnovni parametri radnih točaka

	Brzina vrtnje	Maseni udio EGR	Kut pretpaljenja	Srednji indicirani tlak
	min^{-1}	%	$^{\circ}\text{KV}$	bar
RT 567	1600	0	-14	7,03
RT 569	1600	0	-10	6,81
RT 583	1600	18	-32	7,16
RT 594	1600	18	-20	7,22
RT 620	1600	18	-31	6,95
RT 656	1600	18	-44	7,49
RT 673	1600	18	-20	7,39
RT 1135	1600	9	-25	7,19
RT 1160	1600	9	-15	6,94
RT 1171	1600	9,5	-18	7,02
RT 1174	1600	10	-18	6,96

Tablica 3. Osnovni parametri radnih točaka (nastavak)

	Srednji tlak na usisu	Maseni protok zraka	goriva	Temperatura na usisu	na ispuhu
	bar	kg/h		$^{\circ}\text{C}$	
RT 567	0,74	22,60	1,52	21,8	648,7
RT 569	0,74	22,52	1,51	21,7	673,7
RT 583	0,87	22,45	1,52	18,2	607,8
RT 594	0,91	22,34	1,51	73,5	625,2
RT 620	0,87	21,59	1,48	22,1	613,9
RT 656	0,90	22,11	1,50	22,3	580,2
RT 673	0,97	22,34	1,53	83,9	624,0
RT 1135	0,86	22,31	1,49	31,4	613,0
RT 1160	0,89	22,24	1,50	71,2	639,7
RT 1171	0,88	22,83	1,50	38,3	642,2
RT 1174	0,88	22,72	1,49	50,7	640,2

Tokom indiciranja motora snimljen je tlak u cilindru te tlak na usisu u ovisnosti o stupnjevima koljenastog vratila ($^{\circ}\text{KV}$). Primjenom prvog glavnog stavka termodinamike i uz pretpostavljenje toplinske gubitke izračunata je brzina oslobađanja topline (*Rate of Heat Release* - *ROHR*). Na slici 27 dan je primjer eksperimentalnih krivulja tlaka i normalizirane ROHR u cilindru za RT 567.



Slika 27. Eksperimentalne krivulje tlaka i ROHR Norm za RT 567

5. Parametrizacija modela izgaranja

5.1. Parametrizacija tabličnog modela izgaranja

Najjednostavniji pristup modeliranju izgaranja je direktno određivanje brzine oslobađanja topline. Brzina oslobađanja topline u određenoj radnoj točki se određuje prema podacima izmjerenog tlaka u cilindru. Povratnim izračunom visoko-tlačnog ciklusa, tj. rješavanjem jednadžbe (3) za $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ dobija se vrijednost oslobađanja topline po zakretu KV. Kako bi se ovaj postupak pojednostavio, definiraju se samo bez-dimenzijske karakteristike unosa topline po zakretu KV. Iz ukupne topline po radnom ciklusu, koja se računa iz energije goriva i omjeru zraka i goriva, simulacijski program AVL BOOST računa stvarni unos topline po zakretu KV. Tablični model izgaranja je jedan od modela izgaranja kod kojih se prije provođenja simulacija definiraju značajke oslobađanja topline i on je imelemnitran u simulacijski program AVL BOOST. Unutar tabličnog modela izgaranja krivulje oslobađanja topline su aproksimirane određivanjem referentnih vrijednosti oslobađanja topline za zakrete KV [1].

Tablični model izgaranja će se iskoristiti za parametrizaciju vrijednosti temperature na usisu i kalibracijskog faktora prijenosa topline što će se kasnije koristiti i u kvazi-dimenzijskim modelima izgaranja. Dodatno će se provjeriti odnosi zraka i goriva, te njihovi protoci jer je važno ostvarivanje stehiometrijskih smjesa kako bi se održala usporedivost s eksperimentalnim rezultatima. Parametrizacija je potrebna iz razloga prilagodbe modela na netočnosti izmjerenih vrijednosti. Parametrizirana je i vrijednost pomaka faze izgaranja što je moguće samo za tablični model.

U prvom setu simulacija, nazvanim *Početni parametri*, ulazni parametri su postavljeni prema vrijednostima eksperimenta. Parametrizacija započinje s kontrolom faktora pretička zraka preko parametra modela masenog udjela goriva *Fuel Vapour* u usisnom sustavu. Kalibracijom tog parametra ostvaruje se stehiometrijska smjesa. U tablici 4 prikazane su vrijednosti masenog udjela goriva u usisnom sustavu.

Tablica 4. Vrijednosti masenog udjela goriva *Fuel Vapour* za radne točke

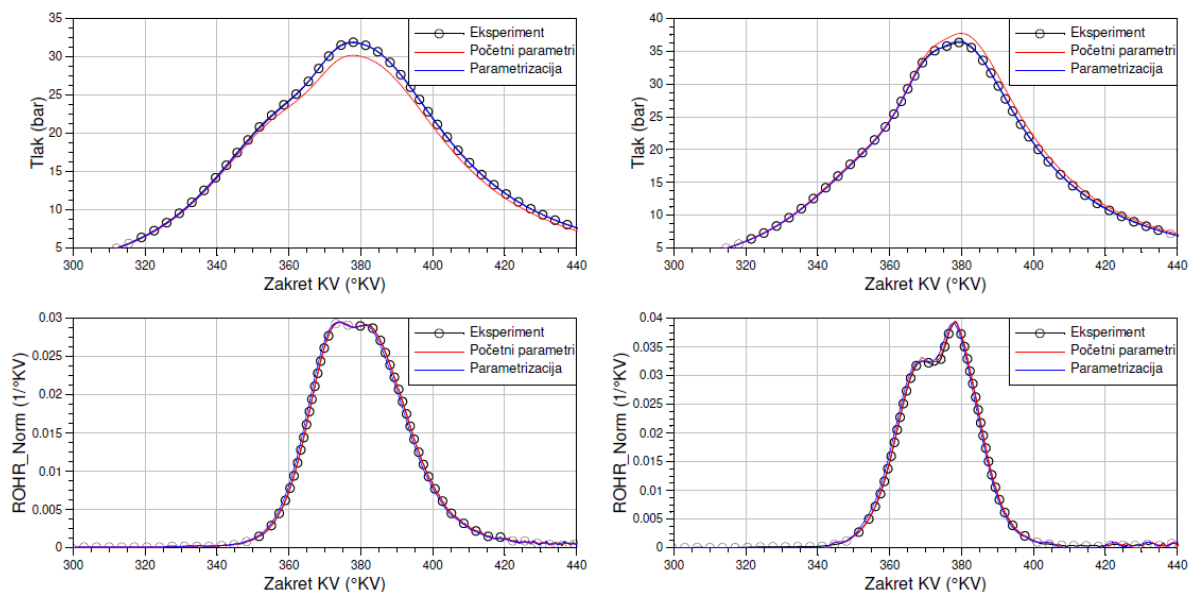
	Maseni udio	
	EGR	FV
	%	
RT 567, 569	0	6,4
RT 583, 594, 620, 656, 673	18	5,3
RT 1135, 1160 1171, 1174	9~10	5,8

Iz vrijednosti masenog udjela goriva je vidljiva njegova ovisnost o masenom udjelu EGR-a, tj. kako maseni udio EGR-a raste tako maseni udio goriva pada kako bi se održala stehiometrijska smjesa. U drugom setu simulacija, nazvanim *Parametrizacija*, ulazni parametri su postavljeni s ciljem približavanja eksperimentalnim krivuljama. U tablici 5 pokazana je parametrizacija ulaznih vrijednosti tabličnog modela po radnim točkama.

Tablica 5. Parametrizacija ulaznih vrijednosti tabličnog modela

	Temperatura na usisu	K. F. prijenosa topline	Pomak faze izgaranja
	°C	-	°KV
RT 567	21,8 → 36,8	1 → 0,90	0 → -0,4
RT 569	21,7 → 36,7	1 → 0,90	0 → -0,4
RT 583	18,2 → 33,2	1 → 0,80	0 → -0,9
RT 594	73,5 → 58,5	1 → 0,80	0 → -0,6
RT 620	22,1 → 37,1	1 → 0,80	0 → -0,9
RT 656	22,3 → 42,3	1 → 0,80	0 → -0,8
RT 673	83,9 → 75,9	1 → 0,80	0 → -0,5
RT 1135	31,4 → 56,4	1 → 0,85	0 → -0,5
RT 1160	71,2 → 81,2	1 → 0,85	0 → 0,0
RT 1171	38,3 → 63,3	1 → 0,85	0 → -0,4
RT 1174	50,7 → 60,7	1 → 0,85	0 → -0,2

Vrijednosti kalibracijskog faktora prijenosa topline su uzeti prema samostalnoj procjeni, tj. s povećanjem udjela EGR-a dolazi do smanjenja kalibracijskog faktora. Na slici 28 prikazan je primjer približavanja krivulja dobijenih simulacijom eksperimentalnim krivuljama.



Slika 28. Usporedba simulacijskih krivulja tlaka i ROHR Norm za RT 594 (lijevo) i 1135 (desno). Krivulje *Početni parametri* predstavljaju simulacijske rezultate s početnim parametrima, dok krivulje *Parametrizacija* predstavljaju simulacijske rezultate nakon parametrizacije.

Na slici 28 lijevo, vidljivo je kako sa snižavanjem vrijednosti temperature na usisu dolazi do porasta tlaka u cilindru. Razlog tomu je povećavanje gustoće goriva s padom temperature pa se u istom volumenu javlja veća količina goriva. Na slici 28 desno, javlja se obrnuta pojava, tj. s povećanjem temperature pada vrijednost tlaka u cilindru.

Nakon parametrizacije modela provjerena je točnost rezultata simulacije za protoke goriva i zraka, te temperature ispuha. U tablici 19 prikazana je usporedba rezultata simulacije i eksperimentalnih vrijednosti za RT 594 i 1135. Ostali rezultati mogu se pogledati u Prilogu A.

Vidljivo je da su se rezultati simulacije nakon parametrizacije približili eksperimentalnim vrijednostima. Trend približavanje rezultata simulacije eksperimentalnim vrijednostima javlja se i kod rezultata ostalih radnih točaka te se zaključuje da je tablični model izgaranja uspješno parametriziran.

Rezultati za sve radne točke za krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja mogu se pogledati u Prilogu A.

Tablica 19. Usporedba rezultata simulacije i eksperimentalnih vrijednosti za RT 594 i 1135

	Radna točka 594								
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,46		-3,4	21,32		-4,6	600,9		-3,9
Parametrizacija	1,52	1,51	0,9	22,14	22,34	-0,9	630,8	625,2	0,9
	Radna točka 1135								
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,62		8,7	23,76		6,5	598,8		-2,3
Parametrizacija	1,49	1,49	0,5	22,38	22,31	0,3	630,1	613,0	2,8

Sim. - rezultat simulacije, Eksp. - rezultat eksperimenta, Raz. - postotna razlika rezultata simulacije i eksperimenta

5.2. Parametrizacija fraktalnog modela izgaranja s $K - k$ pod-modelom turbulencije

Parametrizacija tabličnog modela izgaranja iskorištena je za parametrizaciju fraktalnog modela izgaranja (FCM) s $K - k$ pod-modelom turbulencije. Kako je već objašnjeno u 3.1., fraktalni model izgaranja je 0-D kvazi-dimenzijski model u kojem je površina plamene fronte određena fraktalnom geometrijom. Cilj parametrizacije modela je određivanje jedinstvenog seta konstanti ili seta konstanti koji će tražiti zasebnu kalibraciju najmanjeg broja konstanti. Parametrizacija modela je opisana u nastavku.

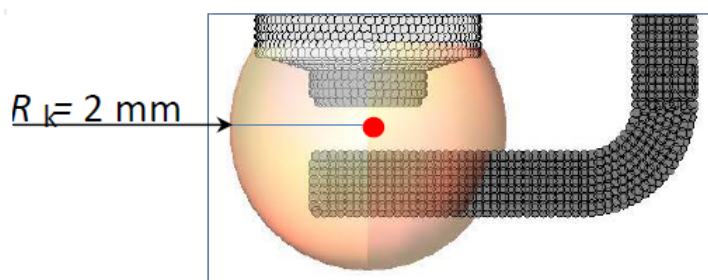
5.2.1. Konstante fraktalnog modela izgaranja

Konstante fraktalnog modela i $K - k$ modela turbulencije koje se mogu parametrizirati i koje utječu na ponašanje računalnog modela su:

- c_{ign} - Konstanta zakašnjenja paljenja (*Ignition Formation Multiplier*)
 $r_{f,ref}$ m - Tranzicijski radijus fronte plamena (*Ignition Radius Ratio*)
 w_2 - Maseni udio izgorjele smjese (*Mass Fraction Burned at Wall Combustion Start*)
 d - Eksponent laminarne brzine plamena (*LFS Exponent*)
 m - Eksponent gustoće (*Turbulence Length Scale Density Exponent*)
 c_t - Konstanta produkcije turbulencije (*Turbulence Production Constant*)
 c_L - Konstanta integralne duljine vrtloga (*Turbulent Length Scale Parameter*)

Konstanta zakašnjenja paljenja c_{ign}

Vrijeme zakašnjenja paljenja je vrijeme od pojave iskre na svjećici do formiranja razvijenog plamena, gdje se upali samo smjesa u neposrednoj blizini iskre. Tu se formira jezgra plamena koja se postupno počinje širiti. Zakašnjenje paljenja je vremenski približno konstantno te ovisi o oktanskom broju, omjeru goriva i zraka te o temperaturi i tlaku na kraju kompresije. To znači da se kod većih brzina vrtnje, vrijeme zakašnjenja paljenja proteže preko većeg kuta zakreta koljenastog vratila - α_{id} ($id=Ignition\ Delay$, zakašnjenje paljenja) [6]. U radu je korišten jednostavniji model zakašnjenja paljenja koji ne uzima u obzir proces zapaljivanja i ranog razvoja plamena. U takvom modelu razvoj jezgre plamena je završen 0,2 sekunde nakon određenog trenutka preskakanja iskre na svjećici te je plamen stabilnog sfernog oblika s radijusom od 2 mm kako je prikazano slikom 29.



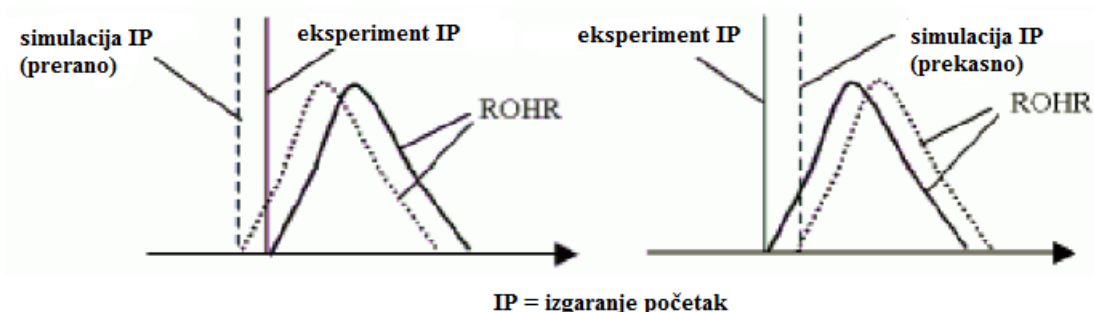
Slika 29. Model zakašnjenja paljenja [8]

Model je opisan sljedećom jednačinom [[2]]:

$$\alpha_{id} = 2 \cdot 10^{-4} \cdot c_{ign} \cdot \omega, \quad (57)$$

gdje je ω (rad/s) brzina vrtnje motora. Promjenom vrijednosti konstante c_{ign} može se povećati ili smanjiti zakašnjenje paljenja. Vrijednosti konstante veće od 1 uzrokovat će veće zakašnjenje i obratno. Ako se kao rezultat simulacije dobije ROHR krivulja kao na slici 30

lijevo, s povećavanjem konstante c_{ign} krivulja dobivena simulacijom može se približiti eksperimentalnoj. U situaciji kao na slici 30 desno, smanjenjem konstante c_{ign} krivulja dobivena simulacijom približava se eksperimentalnoj. Preporučena početna vrijednost $c_{ign} = 1$ [16].



Slika 30. Utjecaj konstante c_{ign} na ROHR krivulju [16]

Tranzicijski radijus fronte plamena $r_{f,ref}$

Parametar $r_{f,ref}$ služi za kalibriranje zakašnjenja paljenja. Proces naboravanja fronte plamena nastaje pri brzini koja raste s trenutnim radijusom plamena r_f i s intenzitetom turbulencije u' (proporcionalno s brzinom vrtnje motora). Sljedeći izraz služi za izračun bez-dimenzijske brzine naboravanja fronte plamena ω_{wr} ($wr = Wrinkling$, naboravanje) [1]:

$$\omega_{wr} = \frac{r_f}{r_{f,ref}} \frac{n}{n_{ref}}, \quad (58)$$

$r_{f,ref}$ promjenjivi referentni radijus (m),

$n_{ref} = 1000$ referentni broj okretaja motora (min^{-1}).

Preporučena početna vrijednost $r_{f,reg} = 0,01$ m [16].

Maseni udio izgorjele smjese w_2

Parametar w_2 određuje kada će model izgaranja započeti s izračunom izgaranja uz stijenke. Maseni udio se linearno povećava s vremenom. Vrijeme tranzicije računanja po modelu izgaranja uz stijenke t_{tr} određeno je s omjerom $\left(\frac{m_{BZ}}{m}\right)$, umjesto s dostizanjem prvog plamena na stijenk. Preporučena početna vrijednost $w_2 = 0,2$ [16].

Eksponent laminarne brzine plamena d

Parametar d određuje kad će model započeti s izračunom izgaranja uz stijenke. Način na koji to radi je što dozvoljava adaptaciju laminarne brzine plamena S_L . Laminarna brzina plamena

je ovisna o frakciji mase ispušnih plinova $m_{f,RG}$ prema izrazu [16]:

$$S_L = c_{cfs} \cdot S_{L,RG=0} \cdot (1 - m_{f,RG})^d, \quad (59)$$

gdje je konstanta c_{cfs} (*Laminar Flame Speed Multiplier*) pomoću koje se korigira laminarna brzina plamena, a njena vrijednost u izračunu simulacija ovog rada je 1. Parametar $S_{L,RG=0}$ je laminarna brzina plamena u trenutku kad nema produkata izgaranja [10]. Preporučena početna vrijednost $d = 2$ [16].

Eksponent gustoće m

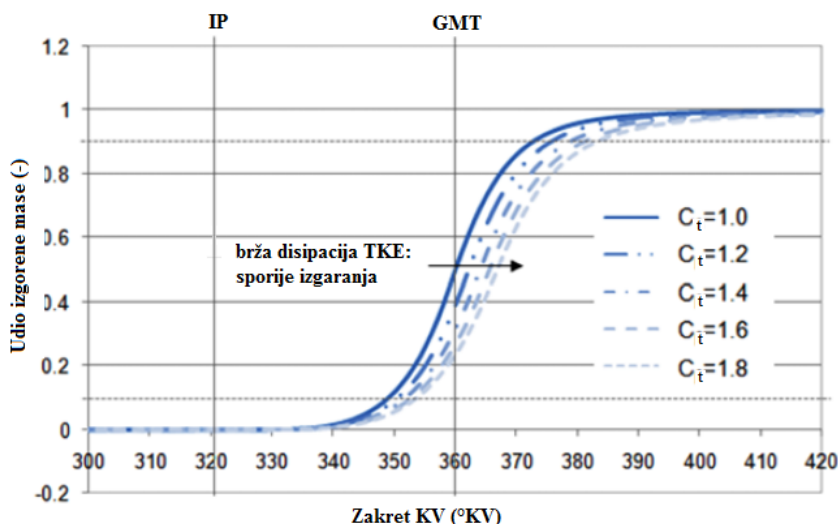
Parametar m služi za kalibraciju modela turbulencije na osnovu omjera $\left(\frac{\rho_{SOC}}{\rho_{UZ}}\right)$ prema izrazu [16]:

$$\left(\frac{dm_{BZ}}{dt}\right)_{\text{fraktal}} = \rho_{UZ} \cdot \left(\frac{L_I}{l_k} \cdot \left(\frac{\rho_{SOC}}{\rho_{UZ}}\right)^m\right)^{D_3-2} \cdot A_L \cdot S_L, \quad (60)$$

gdje je ρ_{SOC} (kg/m^3) gustoća neizgorjele zone na početku izgaranja (SOC = *Start of Combustion*, početak izgaranja). Preporučena početna vrijednost $m = -0,33$ [16].

Konstanta produkcije turbulencije c_t i konstanta integralne duljine vrtloga c_L

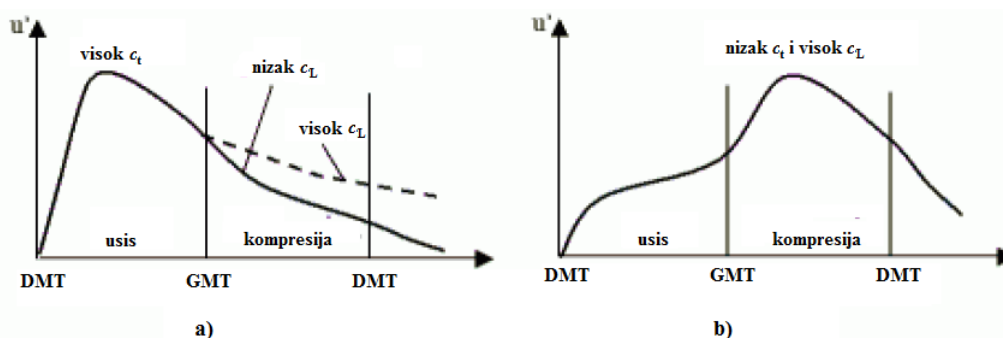
Parametar c_t služi za kalibraciju modela turbulencije, a javlja se u formuli za produkciju turbulentne kinetičke energije prema (27). Preko njega se određuje kako brzo raste intenzitet turbulencije u' tijekom takta usisa. Veća vrijednost c_t vodi do javljanja vršne vrijednosti u' tijekom rane faze otvaranja usisnog ventila, dok manja vrijednost c_t vodi do javljanja vršne vrijednosti u' u srednjoj ili kasnijoj fazi otvaranja usisnog ventila. Ako je vrijednost c_t preniska, vršna vrijednost u' se može javiti u taktu kompresije [16]. Veća vrijednost c_t znači bržu pretvorbu kinetičke energiju glavnog strujanja u turbulentnu kinetičku energiju. Veća produkcija turbulencije vodi do većih vrijednosti u' na početku usisa, ali je to praćeno s relativno bržom disipacijom kinetičke energije. Prema završetku takta usisa i početku takta kompresije opada kinetička energija glavnog strujanja i ne mogu se ostvariti veće vrijednosti u' . Kod gornje mrtve točke (GMT), vrijednost intenziteta turbulencije je manja za veće vrijednosti c_t , a reducirana je i brzina izgaranja što je prikazano slikom 31.

Slika 31. Utjecaj konstante c_t na brzinu izgaranja [11]

Parametar c_L također služi za kalibraciju modela turbulencije. Preko njega se regulira brzina opadanja intenziteta turbulencije u' . Veća vrijednost c_L vodi do sporijeg opadanja tijekom takta kompresije i prema tome većoj vrijednosti u' prije izgaranja, dok manja vrijednost c_L rezultira bržim opadanjem i manjoj vrijednosti u' pred izgaranje [16]. Parametar c_L se može dovesti u odnos s integralnom duljinom vrtloga preko izraza [1]:

$$L_I = c_L \cdot \frac{V_c}{(D^2\pi)/4} = c_L \cdot H, \quad (61)$$

gdje su V_c (m^3) i H (m) trenutni volumen i visina cilindra. Utjecaj parametara c_t i c_L na intenzitet turbulencije u' je prikazan na slici 32, gdje je lijevo točno predviđanje intenziteta, a desno krivo. Prema CFD simulacijama vršna vrijednost u' se treba pojaviti u ranoj fazi otvaranja usisnog ventila kod djelomičnog opterećenja i javlja se kod zakreta KV kod kojeg klip ima najveću brzinu pri punom opterećenju [16].

Slika 32. Utjecaj konstante c_t i c_L na intenzitet turbulencije [16]

Preporučene vrijednosti za c_t kod djelomičnog opterećenja su 0,6~0,7, a kod punog opterećenja 0,4~0,6, dok je preporučena vrijednost za c_L je 1~2 puta veća vrijednost od srednje brzine klipa u GMT [16].

5.2.2. Postupak parametrizacije fraktalnog modela izgaranja

Cilj parametrizacije modela je ostvarivanje jedinstvenog seta konstanti modela koji će davati relativno točna rješenja za širi spektar radnih uvjeta. Parametrizacija modela započinje s izradom simulacija s konstantama modela postavljenim prema preporučenim vrijednostima. Rezultati simulacije za krivulju tlaka u cilindru te normaliziranu ROHR uspoređuju se s ekvivalentnim rezultatima eksperimenta. Kako je riječ o većem broju kalibracijskih konstanti simulacijskog modela, a određeni oblik krivulje se može dobiti različitim postavljanjem parametara, moguć je veliki broj kombinacija konstanti. Kako bi se eliminirao broj konstanti za koje se utjecaj na model mora zasebno analizirati, potrebno je prvo provesti kalibraciju konstanti c_t i c_L koje imaju značajan utjecaj na profil intenziteta turbulencije u' . Cilj ove faze je postizanje vrijednosti u' kod GMT približno 1~2 puta veće od srednje brzine klipa \bar{v} . Izraz za srednju brzinu klipa je [6]:

$$\bar{v} = 2Hn, \quad (62)$$

gdje je H (m) hod klipa, a n (s^{-1}) broj okretaja (brzina vrtnje) KV. Kako je brzina vrtnje za sve ispitane radne točke jednaka $n = 1600$ (min^{-1}), a hod klipa je prema tablici 1 ($H = 85$ mm), srednja brzina klipa u svim radnim točkama iznosi:

$$\bar{v} = 2 \cdot 0,085 \cdot 1600/60 = 4,53 \text{ m/s}. \quad (63)$$

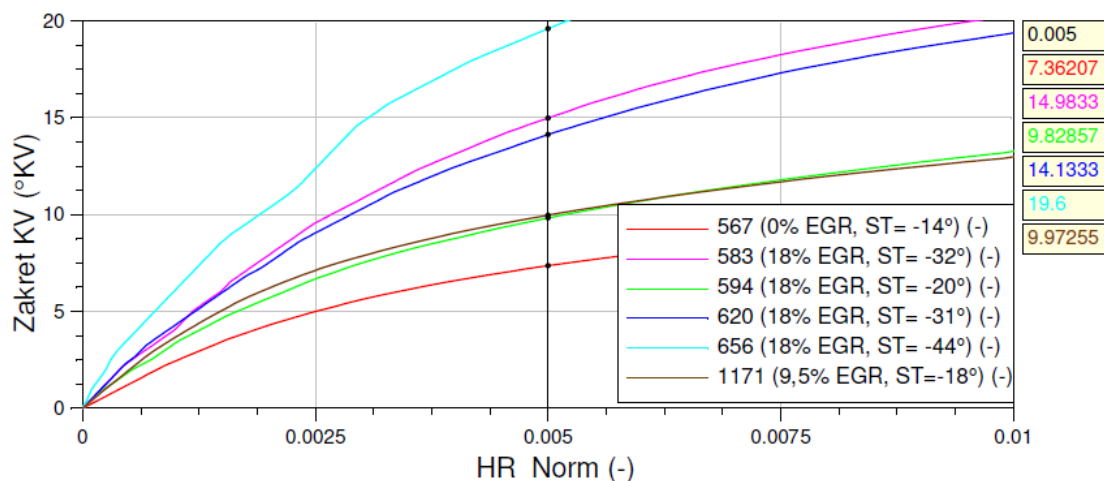
Srednja brzina klipa je mjera za izdržljivost sklopa klip-karika-cilindar [6]. Kako intenzitet turbulencije ovisi o brzini vrtnje motora, koja je jednaka za sve radne točke, pretpostavlja se da će ista kombinacija parametara c_t i c_L vrijediti za sve radne točke. Za kombinaciju vrijednosti $c_t = 0,5$ i $c_L = 0,2$, dobiju se sljedeće vrijednosti u' :

Tablica 7. Vrijednosti intenziteta turbulencije u GMT

	u'	\bar{v}	Postotna razlika
	m/s		%
RT 567	4,38	4,53	-3
RT 569	4,29	4,53	-5
RT 583	4,57	4,53	1
RT 594	4,37	4,53	-4
RT 620	4,54	4,53	0
RT 656	4,88	4,53	8
RT 673	4,40	4,53	-3
RT 1135	4,53	4,53	0
RT 1160	4,32	4,53	-5
RT 1171	4,38	4,53	-3
RT 1174	4,35	4,53	-4

Kako apsolutna postotna razlika ne premašuje 10 posto, kombinacija vrijednosti $c_t = 0,5$ i $c_L = 0,2$ se usvaja kao konačna te se izrađuje novi set simulacija.

Sljedeći korak u parametrizaciji modela je kalibracija konstante zakašnjenja paljenja c_{ign} . Iz rezultata eskperimenta za radnu točku (npr. prvu RT 567) prikazuje se rješenje za normaliziranu ROHR koja se integrira i dobija se krivulja oslobođenja topline. Potrebno je krivulju pomaknuti po koordinatnoj osi zakreta KV na način da se trenutak preskakanja iskre na svjećici (ST) dovede u točku 0° KV, konkretno za RT 567 ovaj pomak iznosi 14° KV. Prema tome, kut zakašnjenja paljenja iznosi od 0° KV do kuta zakreta KV kod kojeg se oslobodilo 0,5 posto topline. Postupak se ponavlja za sve ostale radne točke prema definiranom trenutku ST prema tablici 2. Kako je RT 567 bez rada EGR-a, ona postaje referentna i dodjeljuje joj se vrijednost $c_{ign} = 1$, a vrijednost c_{ign} za ostale radne točke se računa prema omjeru kuta zakašnjenja paljenja te točke i točke 567. Prikaz određivanja kuta zakašnjenja paljenja za nekoliko radnih točaka je dan na slici 33.



Slika 33. Određivanje kuta zakašnjenja paljenja

Iz slike 33 vidljivo je kako se kut zakašnjenja paljenja povećava s porastom masenog udjela EGR-a. Za radne točke s jednakim udjelom EGR-a pokazuje se veće zakašnjenje paljenja s većom vrijednosti ST. U tablici 8 su prikazane konstante zakašnjenja paljenja za radne točke.

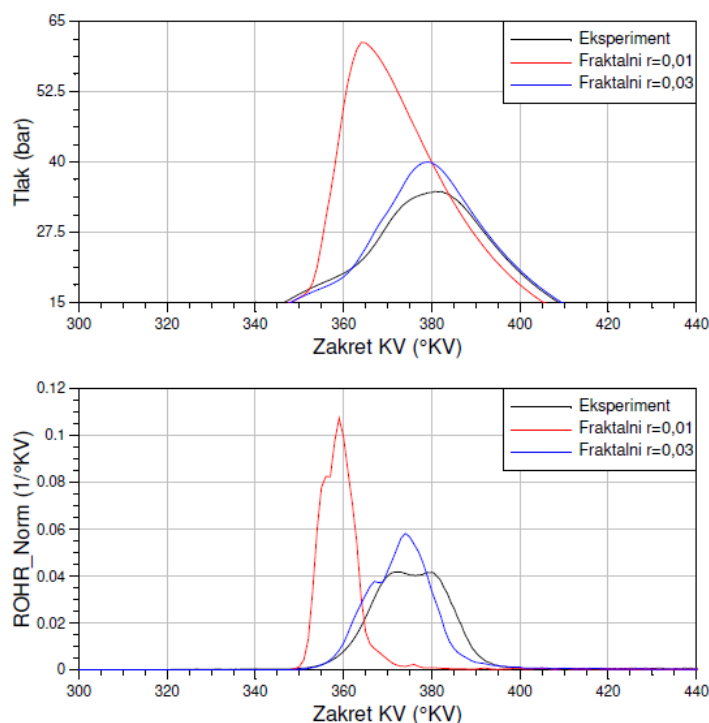
Tablica 8. Kutovi zakašnjenja i odabrane konstante zakašnjenja paljenja po radnim točkama

	α_{id}	c_{ign}
	°KV	-
RT 567	7,4	1,0
RT 569	7,1	1,0
RT 583	15,0	2,0
RT 594	9,8	1,3
RT 620	14,1	1,9
RT 656	19,6	2,6
RT 673	8,2	1,1
RT 1135	12,5	1,7
RT 1160	7,0	0,9
RT 1171	10,0	1,4
RT 1174	9,6	1,3

Jasno je kako ukupna točnost ovog postupka ovisi o točnom predviđanju konstante zakašnjenja paljenja za prvu radnu točku 567. U ovoj fazi parametrizacije modela važno je različite radne točke dovesti u relativne odnose, što se ovim postupkom i ostvarilo. Kasnije se konstanta zakašnjenja paljenja može kalibrirati za svaku radnu točku zasebno.

Nakon određivanja vrijednosti konstanti c_t , c_L i c_{ign} moraju se parametrizirati i ostale kons-

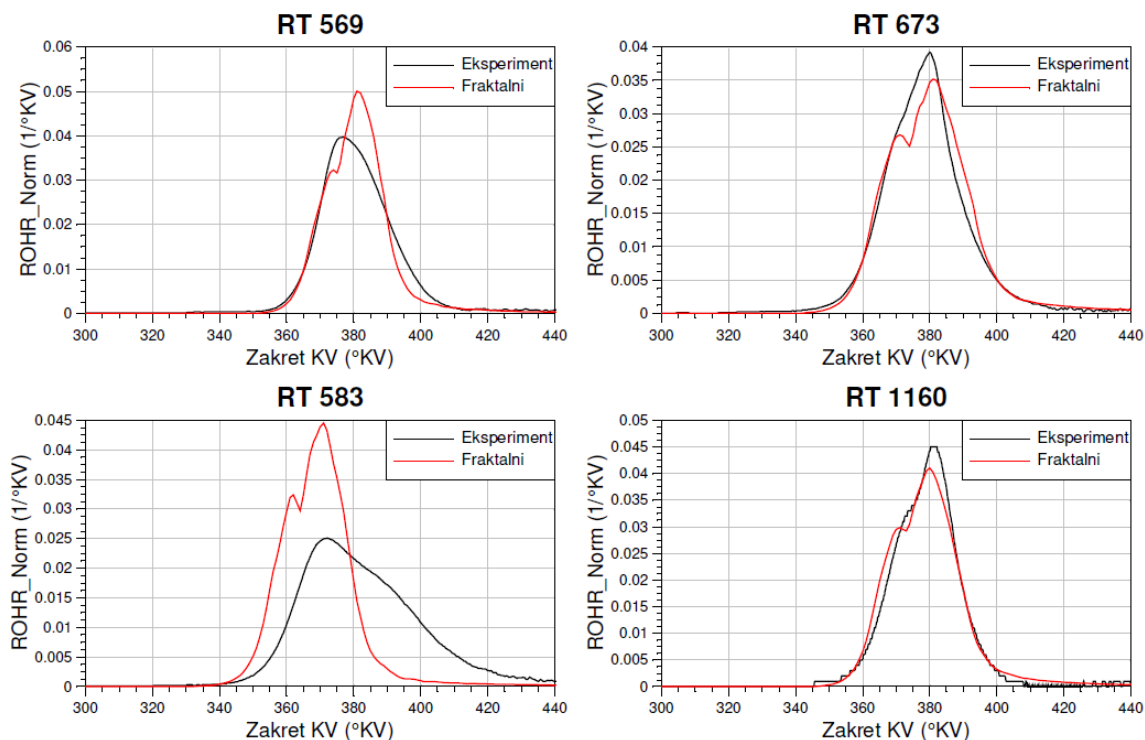
tante. Ostale konstante će se parametrizirati tako da se krivulje tlaka u cilindru i normalizirane krivulje ROHR dobivene simulacijom dovedu čim bliže eksperimentalnim rezultatima, tj. profili krivulja dobivenih simulacijom trebaju opisivati stanje u cilindru slično kao profili eksperimentalnih krivulja. U ovoj fazi parametrizacije, krivulje dobivene simulacijom puno odstupaju od eksperimentalnih rezultata i nisu usporedive što je prikazano kao primjer za RT 567 na slici 34 crvenom bojom *Fraktalni* $r=0,01$. Pokrenut je novi set simulacija gdje su konstante c_t , c_L i c_{ign} postavljene na novo-određene vrijednosti, konstanta $r_{f,ref}$ je postavljena na vrijednost 0,03 m (*Fraktalni* $r=0,03$ plavo na slici 34) kako bi krivulje postale usporedive, a ostale konstante postavljene su prema preporučenim vrijednostima.



Slika 34. Utjecaj smanjenja vrijednosti $r_{f,ref}$ na krivulje dobivene simulacijom u FCM za RT 567

Na krivuljama ROHR je primjećen dvostruki vrh krivulje, od kojih je onaj kasniji veće vršne vrijednosti od ranijeg što je prikazano na slici 35. Na slici 35 lijevo su prikazane krivulje ROHR za koje kasniji vrh premašuje eksperimentalnu krivulju ROHR, a na istoj slici desno su prikazana krivulje ROHR za koje kasniji vrh ima manju vrijednost nego eksperimentalna krivulja. Kako veći broj radnih točaka ima rješenje slično obliku lijevo na slici 35 te kako konstanta masenog udjela izgorjele smjese w_2 regulira početak izračuna izgaranja uz stijenke što ima utjecaj na vrijednosti ROHR ostvarene u kasnijoj fazi izgaranja, odlučeno je smanji-

vanje vrijednosti $w_2 = 0,2$ za sve radne točke na iznos $w_2 = 0,05$.



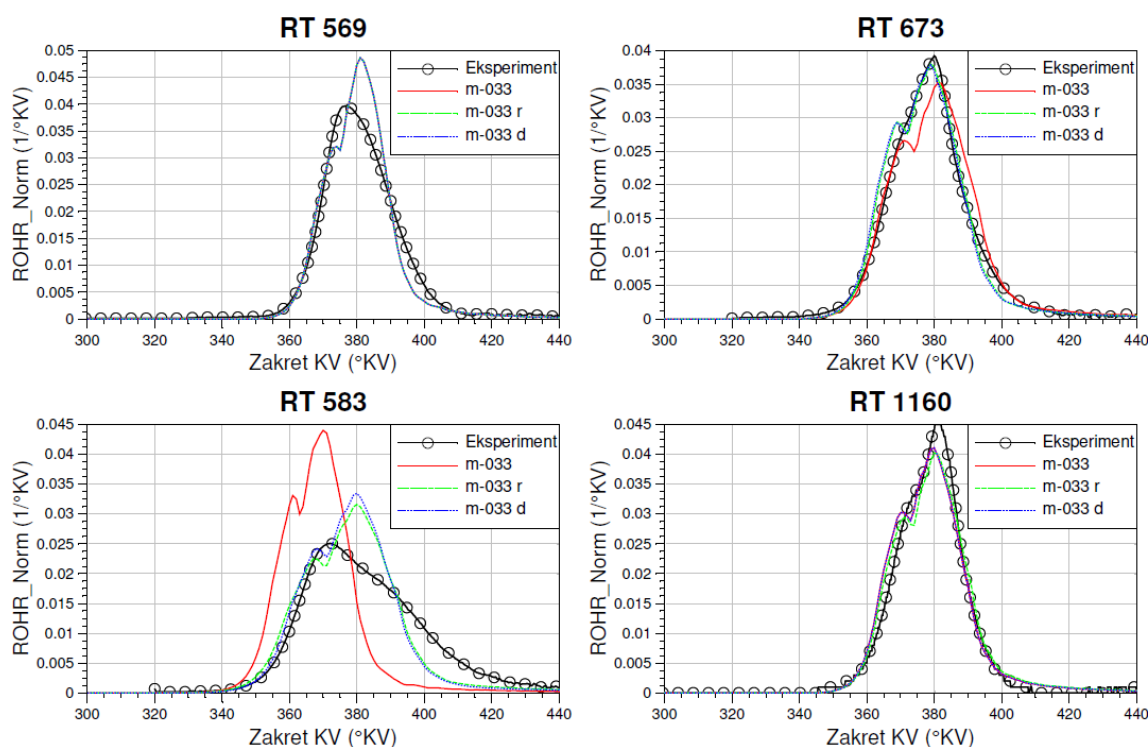
Slika 35. Oblici krivulja ROHR Norm nakon kalibracije c_1 , c_L i c_{ing} u FCM

Sada ostaje još parametrizirati konstante $r_{f,ref}$, m i d . Za RT 567 pokrenuta su tri seta simulacija u ovisnosti o konstantama $r_{f,ref}$, m i d te je analiziran njihov utjecaj na krivulju ROHR dobivenu simulacijom. Zaključeno je kako se povećavanjem vrijednosti konstanti $r_{f,ref}$ ili d krivulja ROHR pomiče udesno i kako se vrijednosti ROHR smanjuju za cijeli raspon zakreta KV. Povećavanjem vrijednosti konstanti m uviđeno je smanjenje vrijednosti ROHR za raspon zakreta KV. Odlučeno je zadržavanje vrijednost $m = -0,33$ kako je preporučeno te uz zasebnu promjenu svake od preostale dvije konstante postići što bliže podudaranje eksperimentalnih rezultata i krivulja dobivenih simulacijom.

Prvo se, na osnovu radnih točaka bez EGR-a 567 i 569, određuje vrijednost konstante $r_{f,ref}$ po kojoj će krivulje dobivene simulacijom opisivati stanje u cilindru slično kao eksperimentalni rezultati. Za $m = -0,33$ i $d = 2$, odabrano je $r_{f,ref} = 0,031$ m. Nakon toga je pokrenut set simulacija na svim radnim točkama s jednakim parametrima te se ovaj simulacijski set naziva $m-033$. Potom je analiziran set rezultata kod kojeg se za svaku radnu točku kalibrira vrijednost konstante $r_{f,ref}$, dok se konstanta d zadržava na preporučenoj vrijednosti 2 te se ovaj simulacijski set naziva $m-033$ r. Konačno, analiziran je set rezultata kod kojeg se za

svaku radnu točku kalibrira vrijednost konstante d , dok se konstanta $r_{f,ref}$ zadržava na vrijednosti 0,031 m, a ovaj simulacijski set naziva se $m-033 d$. U tablici 9 prikazane su odabrane vrijednosti konstanti po radnim točkama, dok su na slici 36 prikazni primjeri približavanja krivulja ROHR dobivenih simulacijom eksperimentalnim rezultatima. Rezultati parametrizacije svih radnih točaka za krivulje dobivene simulacijom u FCM s $m = -0,33$ mogu se pogledati u Prilogu B.

Na slici 36 može se primjetiti kako se kalibracijom konstanti modela profili krivulja dobivenih simulacijom mogu približiti profilima eksperimentalnim krivulja. Krivulje $m-033$, $m-033 r$ i $m-033 d$ za RT 567 i 569 dobivene su iz identičnog seta parametara, pa su profili krivulja jednaki što se može primjetiti za RT 569. Za većinu radnih točaka potrebno je dodatno spustiti vrijednosti krivulja dobivenih simulacijom kako bi se rezultati približili eksperimentalnim. Iz tog razloga, u sljedećem koraku parametrizacije povećava se vrijednost konstante m na pozitivnu vrijednost od 0,5. Na slici 36 vidljivo je kako setovi simulacija s kalibriranim konstantama $r_{f,ref}$ i d daju približno jednaka rješenja, ali od kojih verzija $m-033 r$ daje bolja rješenja od verzije $m-033 d$.



Slika 36. Prikaz krivulja ROHR Norm za set simulacija u FCM s $m = -0,33$. Set simulacija $m-033$ ima jedinstven set parametara. U setu simulacija $m-033 r$ kalibrira se samo konstanta $r_{f,ref}$, dok se u setu $m-033 d$ kalibrira samo konstanta d

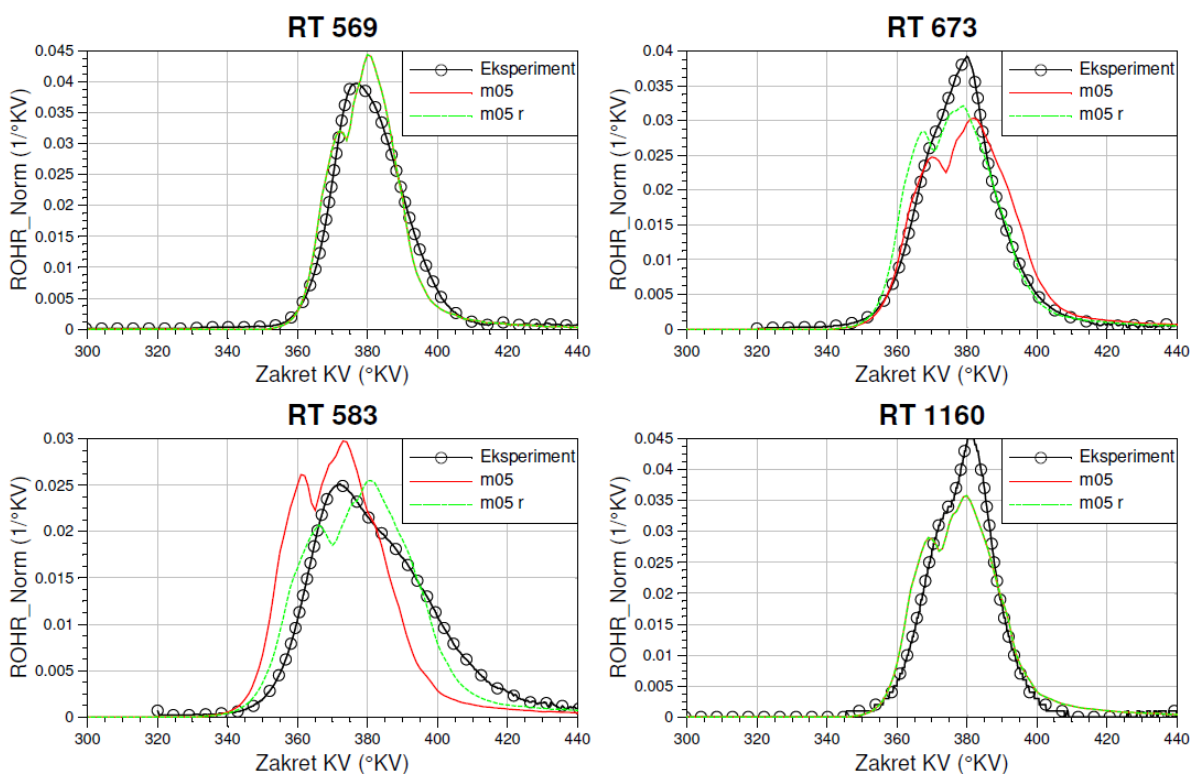
Tablica 9. Vrijednosti kalibriranih konstanti $r_{f,ref}$ i d za $m = -033$

	<i>m-033</i> r ($d = 2$)	<i>m-033</i> d ($r_{f,ref} = 0,031$)
	$r_{f,ref}$	d
	m	-
RT 567	0,030	2,0
RT 569	0,030	2,0
RT 583	0,038	2,9
RT 594	0,027	1,6
RT 620	0,036	2,7
RT 656	0,043	3,4
RT 673	0,028	1,7
RT 1135	0,036	3,1
RT 1160	0,031	2,0
RT 1171	0,034	2,6
RT 1174	0,033	2,4

Za sljedeći set simulacija s $m = 0,5$ po radnim točkama posebno će se kalibrirati samo konstanta $r_{f,ref}$, dok se vrijednost konstante d zadržava na 2. Ponovno se, na osnovu radnih točaka bez EGR-a 567 i 569, određuje vrijednost konstante $r_{f,ref}$ po kojoj će krivulje dobivene simulacijom opisivati stanje u cilindru slično kao eksperimentalni rezultati. Za $m = 0,5$ i $d = 2$, odabrano je $r_{f,ref} = 0,027$ m. Nakon toga je pokrenut set simulacija na svim radnim točkama s jednakim parametrima te se ovaj simulacijski set naziva *m05*. Potom je analiziran set rezultata kod kojeg se za svaku radnu točku kalibrira vrijednost konstante $r_{f,ref}$, dok se konstanta d zadržava na preporučenoj vrijednosti 2. Ovaj simulacijski set se naziva *m05 r*. U tablici 10 prikazane su odabrane vrijednosti konstanti po radnim točkama, dok su na slici 37 prikazni primjeri približavanja krivulja ROHR dobivenih simulacijom eksperimentalnim rezultatima. Rezultati parametrizacije svih radnih točaka za krivulje dobivene simulacijom u FCM s $m = 0,5$ mogu se pogledati u Prilogu C.

Tablica 10. Vrijednosti kalibriranih konstanti $r_{f,ref}$ za $m = 0,5$

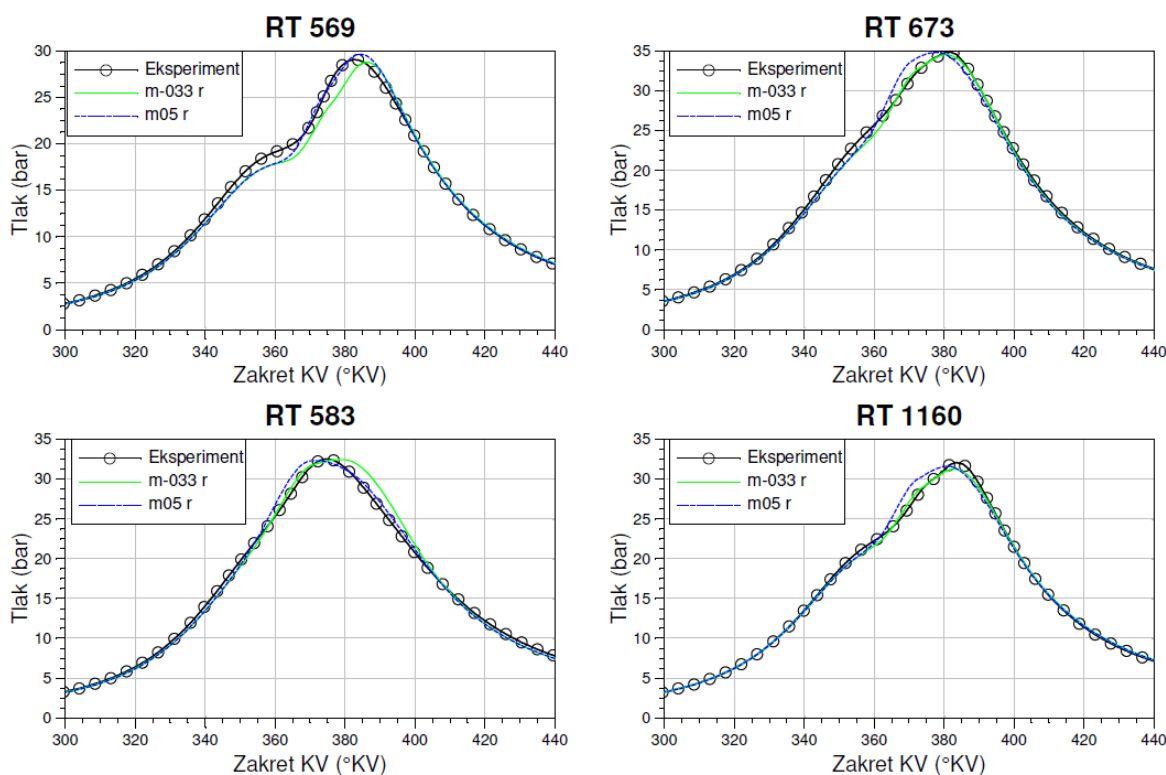
m05 r ($d = 2$)	
	m
RT 567	0,027
RT 569	0,027
RT 583	0,032
RT 594	0,024
RT 620	0,030
RT 656	0,034
RT 673	0,024
RT 1135	0,031
RT 1160	0,027
RT 1171	0,031
RT 1174	0,030



Slika 37. Prikaz krivulja ROHR Norm za set simulacija u FCM s $m = -0,05$. Set simulacija $m-033$ ima jedinstven set parametara. U setu simulacija $m-033 r$ kalibrira se samo konstanta $r_{f,ref}$

Na slici 37 može se primjetiti kako se kod RT 569 i 583 rezultat za krivulju ROHR poboljšao, što se uspjelo postići i kod većine ostalih točaka. Slično kao i prije, krivulje $m05$ i $m05 r$ za RT 567 i 569 dobivene su iz identičnog seta parametara, pa su profili krivulja jednaki

što se vidi za RT 569. Primjećuje se i pogoršanje rezultata na primjerima za RT 673 i 1160. Postavlja se pitanje je li, s promjenom vrijednosti konstante m s $-0,33$ na $0,5$ bilo opravdano poboljšavanje rezultata za većinu radnih točaka ali na štetu ostalih radnih točaka, ako rezultat za tlak u cilindru za verziju simulacija s $m = -0,33$ ($m-033 r$) nije previše odstupao od eksperimentalne krivulje. Usporedba tlaka krivulja za prethodno opisane radne točke je prikazana na slici 38. Konačni jedinstveni set parametara je prikazan u tablici 11. Odabrana je verzija rezultata s $m = 0,5$ kao najbolja jer daje rješenja koja opisuju stanje u cilindru najbližnije eksperimentalnim rezultatima za većinu radnih točaka. Vrijednost konstante $r_{f,ref}$ je postavljena na prosječnu vrijednost iz verzije rješenja $m05 r$ i iznosi $0,029 m$, dok je c_{ign} postavljena prema tablici 8. Rješenja krivulja dobivenih simulacijom s jedinstvenim setom parametara mogu se pogledati za neke radne točke na slikama 46 i 47, a za sve radne točke u Prilogu F pod nazivom *FCM*.



Slika 38. Usporedba krivulja tlaka za set simulacija u FCM s $m = -0,33$ i $m = 0,5$ u kojima se kalibrirala konstanta $r_{f,ref}$

Na slici 38 vidi se kako je rezultat za tlak u cilindru bolji za radne točke za koje krivulja ROHR bolje opisuje eksperimentalne rezultate. Usporedba krivulja za sve radne točke je dana u Prilogu D.

Tablica 11. Odabrani jedinstveni set parametara za fraktalni model izgaranja

Konstanta	Vrijednost	Mjerna jedinica
$r_{f,ref}$	0,029	m
w_2	0,05	-
d	2,0	-
m	0,5	-
c_t	0,5	-
c_L	0,2	-

5.3. Parametrizacija modela praćenja plamena s $k - \varepsilon$ pod-modelom turbulencije

Parametrizacija tabličnog modela iskorištena je za parametrizaciju modela praćenja plamena s $k - \varepsilon$ pod-modelom turbulencije. Prema 3.2., model praćenja plamena je 0-D kvazi-dimenzijski model izgaranja u kojem su geometrije fronte plamena i prostora izgaranja definirane širenjem oblika ikosaedra po zrakama plamena. Cilj parametrizacije modela je određivanje jedinstvenog seta konstanti ili seta konstanti koji će tražiti zasebnu kalibraciju najmanjeg broja konstanti. Parametrizacija modela je opisana u nastavku.

5.3.1. Konstante modela praćenja plamena

Konstante modela praćenja plamena i $k - \varepsilon$ modela turbulencije koje se mogu parametrizirati i koje utječu na ponašanje računalnog modela su:

- C_ε - Disipacijska konstanta visoko-tlačnog ciklusa (*Dissipation Constant of the High-Pressure Cycle*)
- C_ε^{UZ} - Disipacijska konstanta neizgorjele zone (*Dissipation Constant of Unburned Zone*)
- A_{00} - Prva usisna k produkcijska konstanta (*First Intake k Production Constant*)
- A_{10} s/m - Druga usisna k produkcijska konstanta (*Second Intake k Production Constant*)
- C_{00} - Prva usisna ε produkcijska konstanta (*First Intake ε Production Constant*)
- C_{10} bar⁻¹ - Druga usisna ε produkcijska konstanta (*Second Intake ε Production Constant*)
- C_2 - Disipacijska konstanta omjera

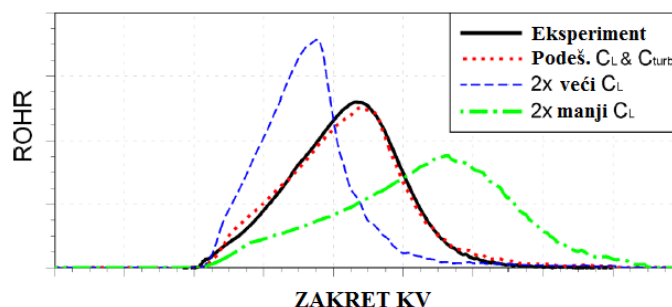
- c_L - Konstanta integralne duljine vrtloga (*Turbulent Length Scale Parameter*)
 C_{turb} - Faktor turbulencije uz stijenke (*Turbulence Wall Factor*)
 $T_{i,\text{flame}}$ - Intenzitet turbulencije na fronti plamena (*Turbulence Intesity at the Flame*)

Konstante C_ε , C_ε^{UZ} , A_{00} , A_{10} , C_{00} , C_{10} i C_2

Konstante dvo-zonskog $k - \varepsilon$ modela turbulencije se nalaze u jednadžbama (43 - 46) . Uvođenjem ovih konstanti postigla se mogućnost detaljnijeg podešavanja krivulja dobivenih simulacijom.

Konstanta integralne duljine vrtloga c_L

Konstanta i njen utjecaj su već opisani u 5.2.1. zajedno s konstantama fraktalnog modela izgaranja. Ona definira prosječnu vrijednost integralne duljine L_I koja je distribuirana po točkama plamena na početku izgaranja. Ako je izračunata brzina izgaranja sporija od izmjerene, potrebno je povećati vrijednost c_L što je prikazano na slici 39. Preporučena vrijednost konstante je 0,2~2,0.

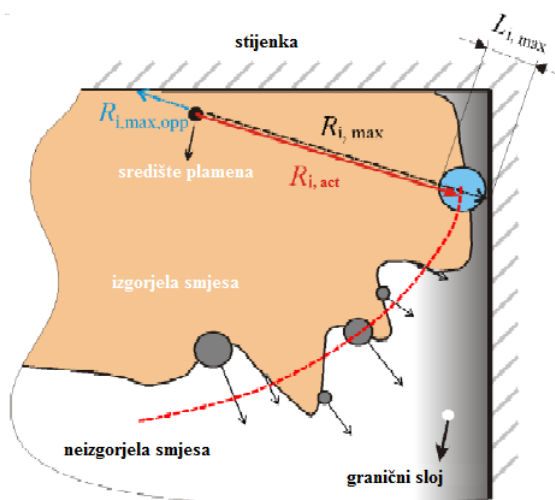


Slika 39. Utjecaj kalibracije c_L na krivulju ROHR u FTM [20]

Faktor turbulencije uz stijenke C_{turb}

Konstanta C_{turb} definira redukciju integralne duljine na njenu maksimalnu vrijednost kad točka plamena dosegne stijenku. Ako se pretpostavi linearna ovisnost veličina, redukcijom integralne duljine događa se i redukcija turbulentne kinetičke energije te točke plamena za jednaki omjer [18]. Modelom se kontroliraju geometrijska ograničenja za 3 karakteristična područja što je ilustrirano na slici 40:

- smjer unaprijed - definiran kao smjer od središta plamena prema stijenkama,
- smjer unazad - suprotan smjer od kretanja točke plamena,
- domena oko točke plamena u smjeru unaprijed.

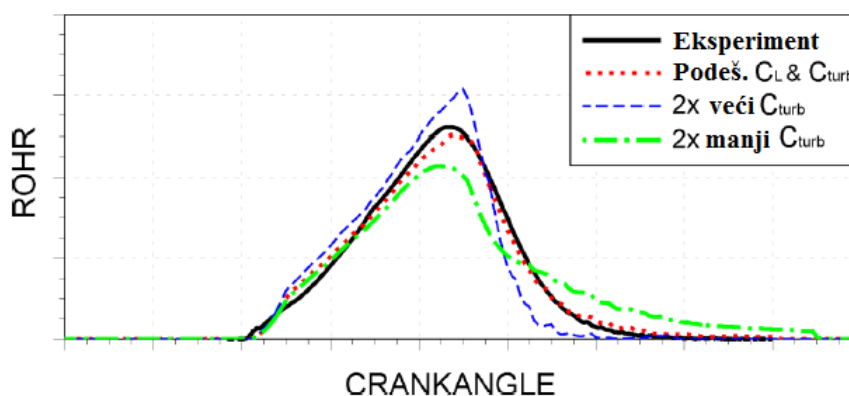


Slika 40. Geometrijska ograničenja izgaranja uz stijenke u FTM [19]

Redukcija se odvija po izrazu [18]:

$$L_{wall} = \min \left[C_{turb} \cdot 2 \cdot (R_{i,max,opp} + R_i), C_{turb} \cdot 2 \cdot (R_{i,max} + R_i) \right], \quad (64)$$

gdje prvi član s desne strane jednadžbe predstavlja redukciju u smjeru unazad, a drugi redukciju u smjeru naprijed. Kalibracijom konstante C_{turb} utječe se na kasniju fazu izgaranja. U slučaju da je faza izgaranja kod CA50 točno predviđena, a izgaranje završava prerano, potrebno je povećati vrijednost konstante i obratno što je prikazano na slici 41. Preporučena vrijednost konstante je 1,0~2,5.

Slika 41. Utjecaj kalibracije c_{turb} na krivulju ROHR u FTM [20]

Intenzitet turbulencije na fronti plamena $T_{i,flame}$

Ukupna turbulentna pulzacije brzine u' se sastoji od dva glavna dijela:

$$u'_i = u'_{i,k-\varepsilon} + T_{i,flame} \cdot (S_{T,i} + u_e), \quad (65)$$

gdje je $u'_{i,k-\varepsilon}$ (m/s) dio turbulentne pulzacije brzine plamena koja je izračunata preko primjenjenog modela turbulencije, dok drugi izraz s desne strane predstavlja dio pulzacije brzine uzrokovan pomicanjem fronte plamena. Pomak fronte plamena je uzrokovan turbulentnom brzinom plamena S_T i brzinom eskpanzije plinova izgaranja u_e (m/s). Pretpostavljeni intenzitet turbulencije na fronti plamena $T_{i,flame}$ (-) je dodatna podesiva konstanta koja se treba kalibrirati kako bi se poboljšalo predviđanje turbulentne kinetičke energije.

5.3.2. Postupak parametrizacije modela praćenja plamena

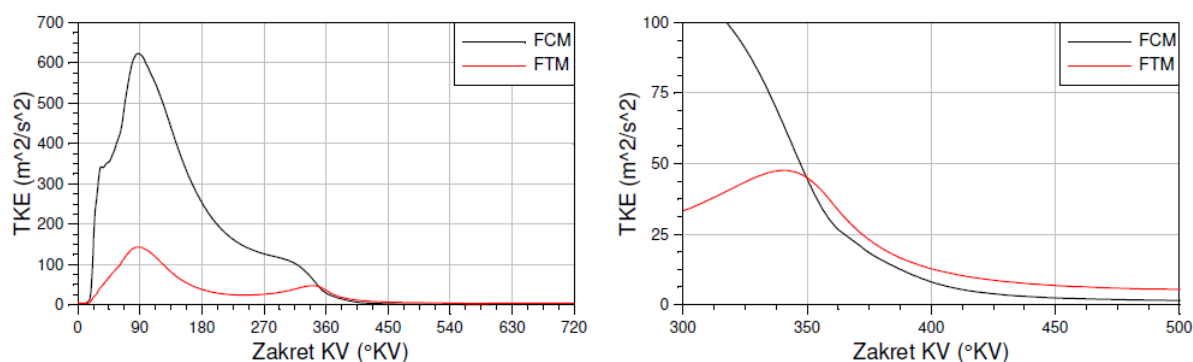
Parametrizacija modela praćenja plamena započinje parametrizacijom dvo-zonskog $k-\varepsilon$ modela turbulencije. Parametrizacija modela turbulencije provodi se prema izračunatoj krivulji turbulentne kinetičke energije u fraktalnom modelu izgaranja kako bi modeli bili usporedivi. Kako je nisko-tlačni dio ciklusa dosta nepoznato područje za kojeg je ponašanje turbulencije jako teško predvidjeti, promatra se samo visoko-tlačni dio ciklusa (zakret KV > 350 °KV) gdje je potrebno ostvariti blisko podudaranje krivulja turbulentne kinetičke energije izračunatih u FCM i FTM. Kalibracijom konstanti dvo-zonskog $k-\varepsilon$ modela turbulencije moguće je približiti krivulju turbulentne kinetičke energije izračunate u FTM onoj izračunatoj u FTM, tj. s $K-k$ modelom turbulencije. Kako sve radne točke imaju jednaku brzinu vrtnje $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, može se pretpostaviti kako će onda sve imati sličnu razinu turbulencije, tj. kako će za sve radne točke biti primjenjiv jedinstveni set konstanti modela turbulencije.

Odabrani set konstanti dvo-zonskog $k-\varepsilon$ modela turbulencije je prikazan u tablici 12, a primjer usporedbe krivulja TKE za RT 594 je dan na slici 42.

Nakon što se postigla razina turbulentne kinetičke energije u $k-\varepsilon$ modelu jednaka onoj u $K-k$ modelu turbulencije, moguće je započeti s parametrizacijom modela praćenja plamena. Za parametrizirati ostaju još konstante c_L , C_{turb} i $T_{i,flame}$. Konstanta zakašnjenja paljenja c_{ign} je postavljena prema tablici 8.

Tablica 12. Odabrani jedinstveni set parametara za $k - \varepsilon$ model turbulencije

Konstanta	Vrijednost	Mjerna jedinica
C_ε	2,30	-
C_ε^{UZ}	3,00	-
A_{00}	0,00	-
A_{10}	$4,5 \cdot 10^{-5}$	s/m
C_{00}	4,00	-
C_{10}	-1,80	bar ⁻¹
C_2	1,92	-



Slika 42. Usporedba krivulja TKE za FCM i FTM za RT 594

Za prvi set simulacija odabrane vrijednosti konstanti su: $c_L = 0,05$, $C_{\text{turb}} = 0,55$ i $T_{i,\text{flame}} = 0,10$. Prvi set simulacija postaje referenca za svaku radnu točku u postupku kalibracije konstante c_L u drugom setu simulacija.

U drugom setu simulacija cilj je približavanje krivulja tlaka u cilindru i ROHR dobivenih simulacijom prema eksperimentalnim krivuljama, kalibracijom samo konstante c_L . Nakon kalibracije c_L za svaku radnu točku, kao jedinstvena vrijednost za sve točke uzima se prosječna vrijednost svih vrijednosti, što u ovom slučaju iznosi $c_L = 0,052$.

U trećem setu simulacija kalibrira se samo konstanta C_{turb} , dok je konstanta c_L postavljena na novo-odabranu vrijednost 0,052, a konstanta $T_{i,\text{flame}}$ na početnu 0,1. Nakon kalibracije C_{turb} , kao jedinstvena vrijednost za sve točke se uzima prosječna vrijednost svih vrijednosti, što u ovom slučaju iznosi $C_{\text{turb}} = 0,55$.

Postupak je ponovljen i u četvrtom setu simulacija gdje je kalibrirana samo konstanta $T_{i,\text{flame}}$ dok su ostale konstante postavljene na novo-odabrane vrijednosti $c_L = 0,052$ i $C_{\text{turb}} = 0,55$. Nakon kalibracije $T_{i,\text{flame}}$, kao jedinstvena vrijednost za sve točke se uzima prosječna

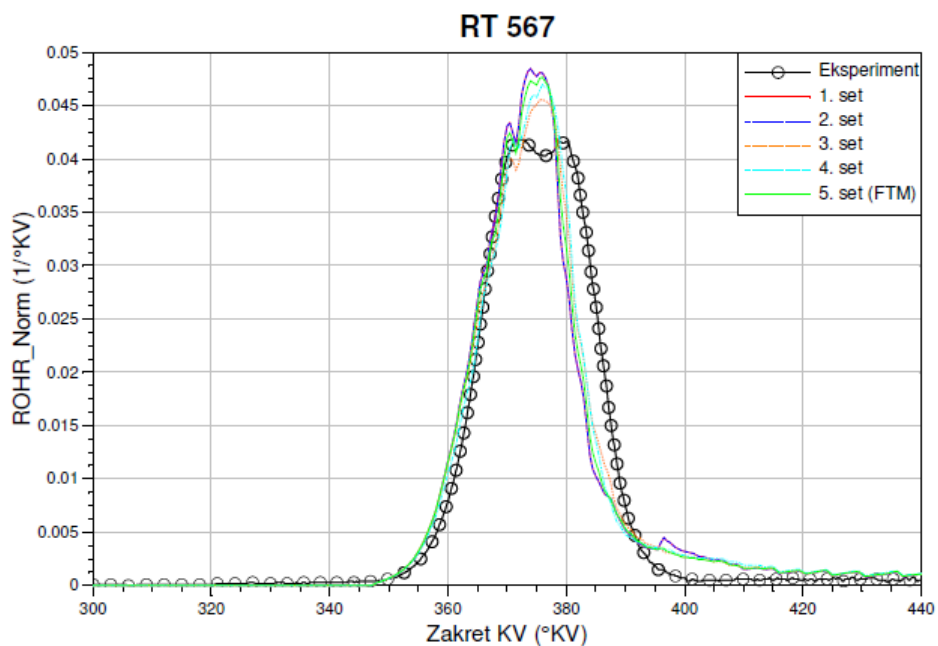
vrijednost svih vrijednosti, što u ovom slučaju iznosi $T_{i,flame} = 0,098$.

Vrijednosti svakog seta kalibracije prikazane su u tablici 13. Kao što se može primjetiti, novo-odabrane vrijednosti su dosta bliske početnima pa se početna pretpostavka može ocijeniti kao jako dobra.

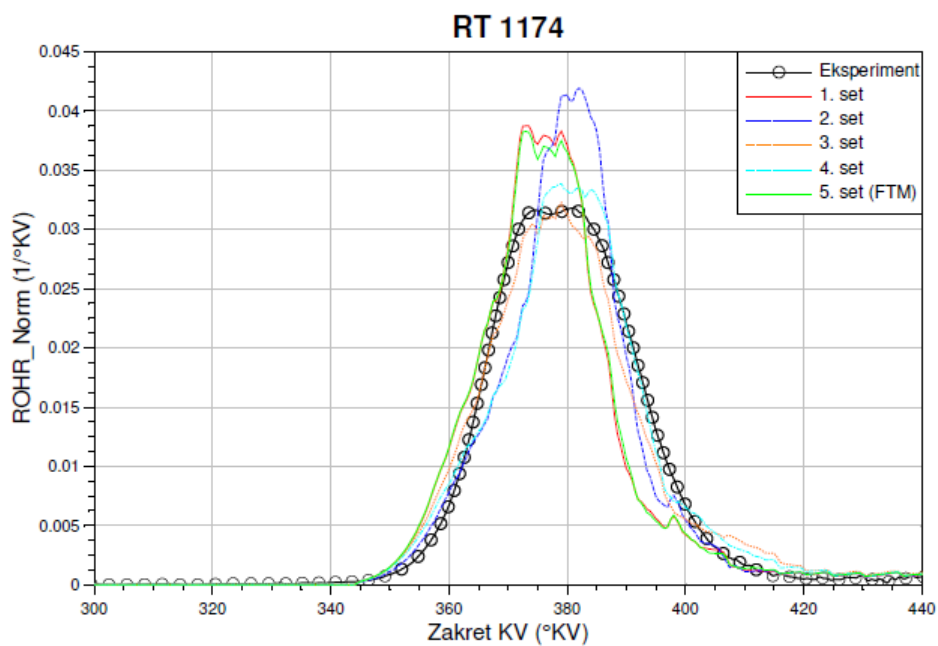
Tablica 13. Odabrani jedinstveni set parametara za model praćenja plamena

	2. set	3. set	4. set
	$C_{turb} = 0,55, T_{i,flame} = 0,1$	$c_L = 0,052, T_{i,flame} = 0,1$	$c_L = 0,052, C_{turb} = 0,55$
	c_L	C_{turb}	$T_{i,flame}$
	-	-	-
RT 567	0,050	0,52	0,095
RT 569	0,050	0,54	0,095
RT 583	0,055	0,58	0,102
RT 594	0,080	0,80	0,123
RT 620	0,060	0,55	0,102
RT 656	0,055	0,50	0,100
RT 673	0,070	0,85	0,112
RT 1135	0,045	0,43	0,092
RT 1160	0,040	0,45	0,092
RT 1171	0,035	0,43	0,085
RT 1174	0,035	0,43	0,085
5. set →	≈0,052	≈0,55	≈0,098

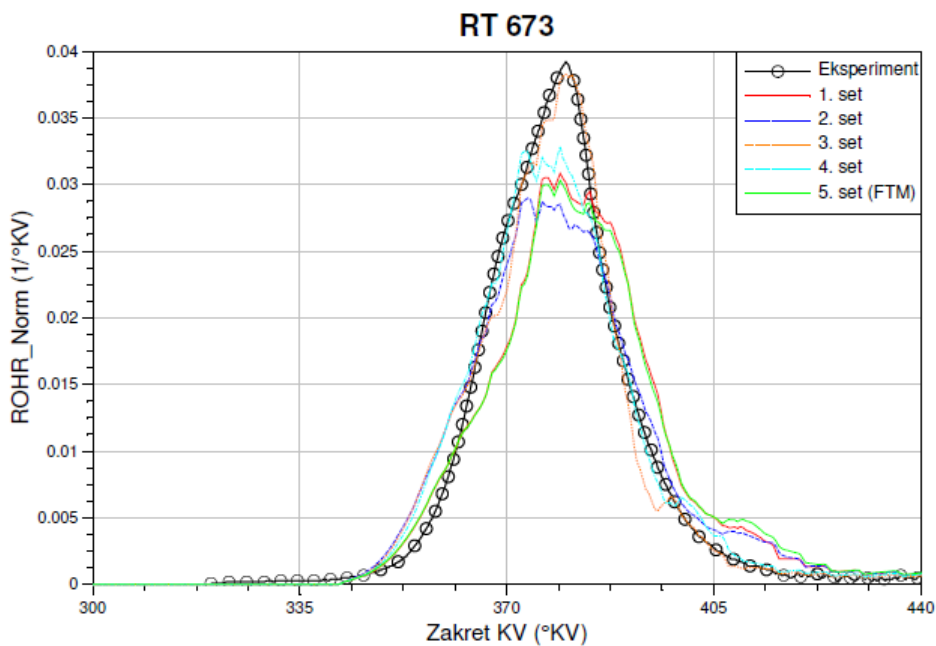
Nakon parametrizacije izrađen je novi, 5. set simulacija, nazvan *FTM*, s konstantama postavljenim na novo-odabrane vrijednosti, tj. $c_L = 0,052$, $C_{turb} = 0,55$ i $T_{i,flame} = 0,098$. Na slikama 43 i 44 je prikazan postupak parametrizacije za RT 567 i 1174. Na slikama je vidljivo kako se rezultat simulacije uspio približiti eksperimentalnoj krivulji, što je primjećeno kod većine radnih točaka. Pomaci krivulja dobivenih simulacijom su mali, jer kako je već rečeno, vrijednosti konstanti nakon parametrizacije su bliske početnim vrijednostima. Na slici 45 prikazan je postupak parametrizacije za RT 673 gdje se može primjetiti kako novi jedinstveni set konstanti daje lošiji rezultat od početnog. Rezultati parametrizacije svake radne točke mogu se pogledati u Prilogu E. Kao nešto lošija rješenja simulacija s jedinstvenim setom parametara mogu se ocijeniti radne točke 594, 673, 1171 i 1174. Kada se pogleda tablica 5, vidi se da navedene točke imaju izraženo grijanje na usisu, što bi značilo da u tom slušaju *FTM* lošije predviđa stanje u cilindru.



Slika 43. Usporedba krivulja ROHR Norm parametrizacije u FTM za RT 567



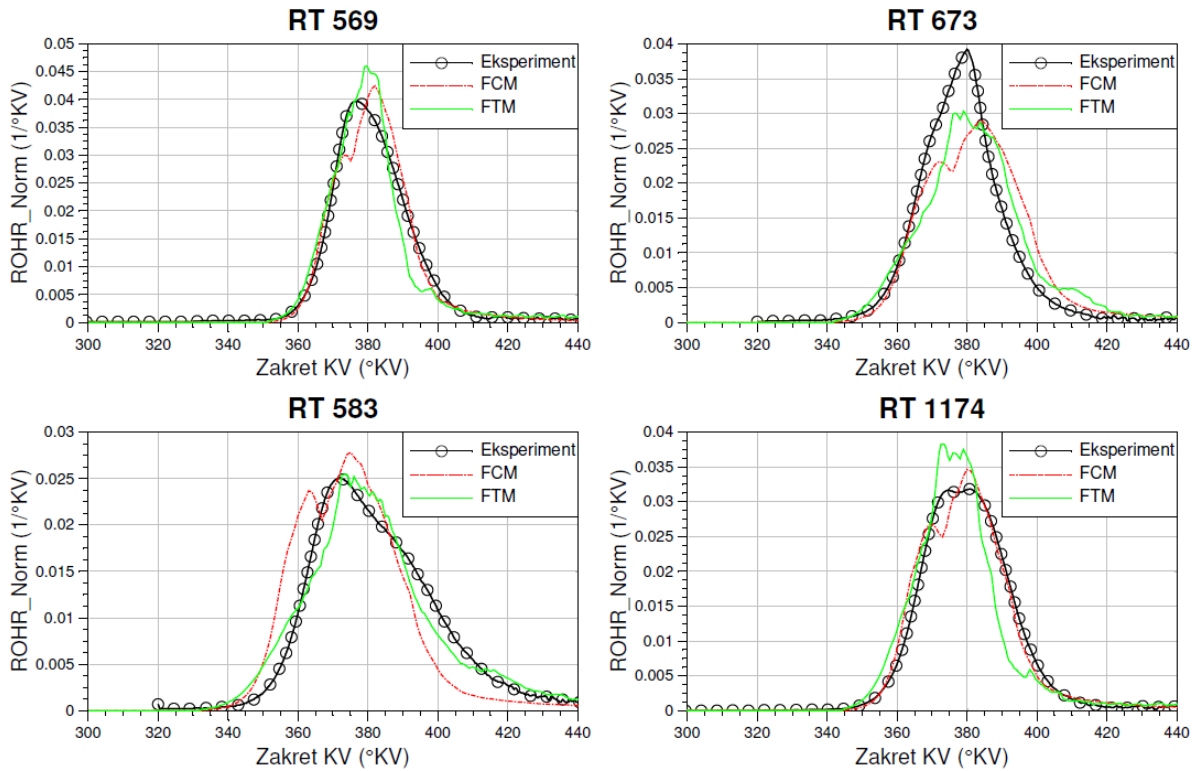
Slika 44. Usporedba krivulja ROHR Norm parametrizacije u FTM za RT 1174



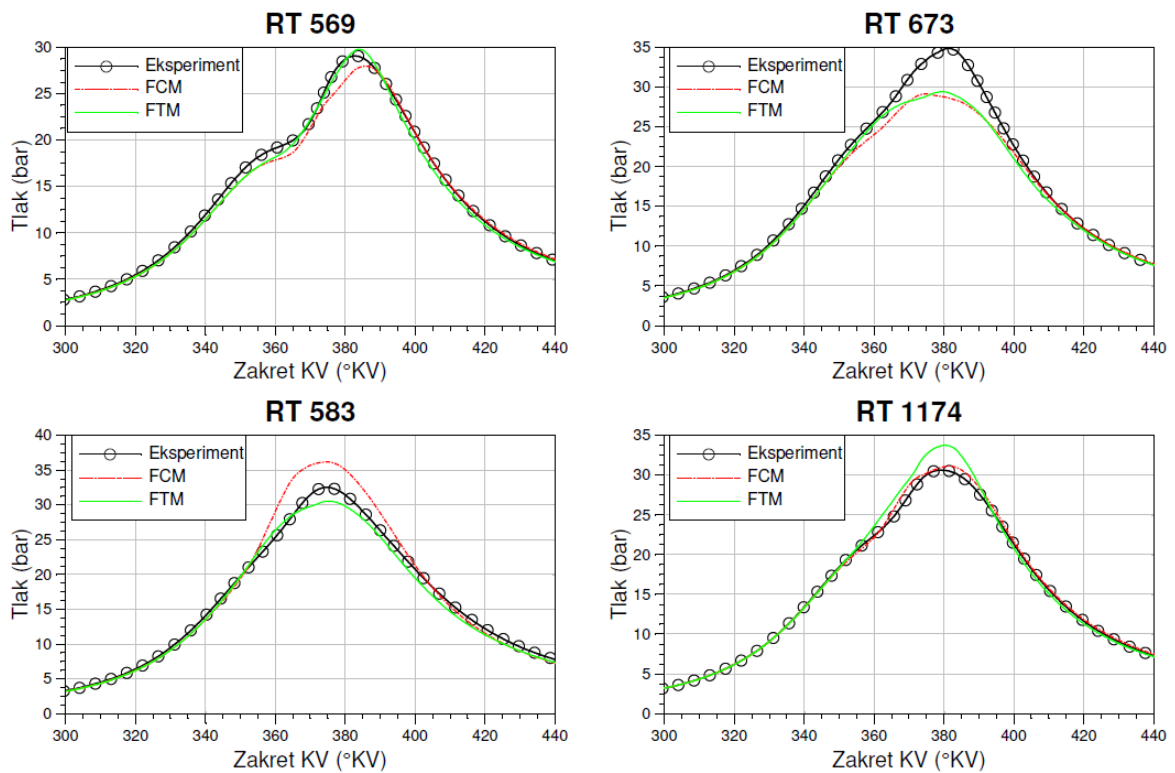
Slika 45. Usporedba krivulja ROHR Norm parametrizacije u FTM za RT 673

5.3.3. Usporedba rezultata simulacija FCM i FTM

Nakon parametrizacije fraktalnog modela izgaranja i modela praćenja plamena, moguće je usporediti rezultate simulacija u oba modela s jedinstvenim setovima konstanti. Iz fraktalnog modela uzet je set simulacija s postavljenim konstantama prema tablici 11 (set simulacija *FCM*), a iz modela praćenja cilindra peti set simulacija s konstantama postavljenim prema tablici 13 (set simulacija *FTM*). Konstanta c_{ign} postavljena je u oba modela jednako prema tablici 8. Na slici prikazana je usporedba rezultata za krivulje ROHR Norm, dok je na slici prikazana usporedba za krivulje tlaka u cilindru za neke radne točke. Vidljivo je kako je rezultat za RT 569 i 583 u FTM bolji od rezultata u FCM, što je primjećeno kod većine radnih točaka. Za neke točke (poput RT 673) primjećeno je kako su rezultati poprilično slični, dok je za ostale točke (poput 1174) primjećeno kako je rezultat u FCM bolji od rezultata u FTM. Rezultati usporedbe za sve radne točke mogu se pogledati u Prilogu F. Zaključak nakon usporedbe je kako model praćenja plamena sa svojim jedinstvenim setom parametara bolje predviđa stanje u cilindru nego fraktalni model izgaranja sa svojim jedinstvenim setom parametara na analiziranim radnim točkama.



Slika 46. Usporedba krivulja ROHR Norm dobivenih simulacijom u FCM i FTM

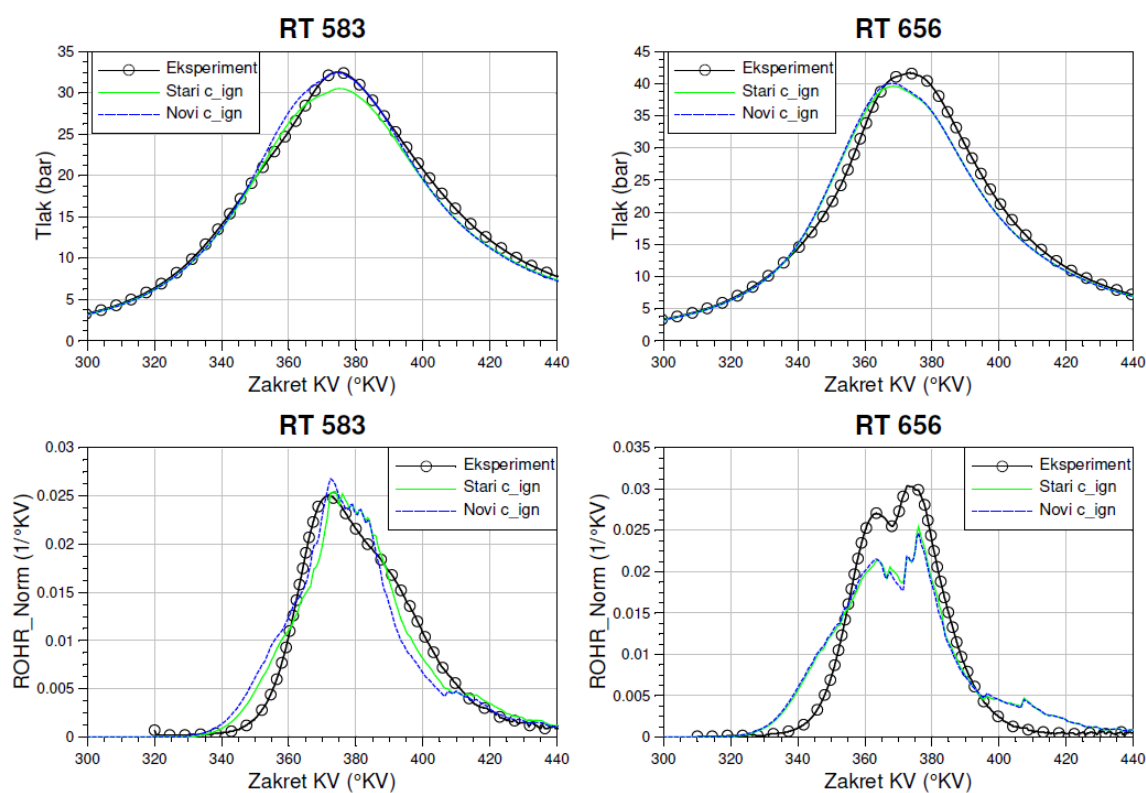


Slika 47. Usporedba krivulja tlaka dobivenih simulacijom u FCM i FTM

5.3.4. Kalibracija parametra zakašnjenja paljenja i konvektivnog strujanja u FTM

Kalibracija zakašnjenja paljenja

Sad kad se može zaključiti kako model praćenja plamena bolje predviđa stanje u cilindru, za model praćenja plamena kalibrira se parametar zakašnjenja paljenja za svaku radnu točku s ostalim konstantama postavljenim prema jedinstvenom setu konstanti u tablici 13. Cilj je postići opisivanje stanja u cilindru krivuljama dobivenim simulacijom što sličnije eksperimentalnim rezultatima. Na slici 48 prikazan je utjecaj kalibracije c_{ign} na krivulje tlaka u cilindru i ROHR Norm za RT 583 i 656.



Slika 48. Utjecaj kalibracije zakašnjenja paljenja na simulacijske krivulje u FTM za RT 583 (lijevo) i 656 (desno)

Za RT 583 vidljivo je kako se s kalibracijom zakašnjenja paljenja uspješno krivulje dobivene simulacijom približiti eksperimentalnim profilima, dok se za RT 656 to nije uspješno jer je model izgaranja i prije kalibracije lošije predviđao stanje pri izgaranju u cilindru. Za većinu radnih točaka ipak vrijedi poboljšanje predviđanja stanja u cilindru, dok se kao nešto lošije predviđanje može ocijeniti za radne točke 594, 656 i 673. Rješenja za sve radne točke za krivulje dobivene simulacijom u FTM s dodatno parametriziranom konstantom c_{ign} mogu se

pogledati u Prilogu F.

U tablici 14 prikazane su vrijednosti kalibriranog parametra zakašnjenja paljenja c_{ign} .

Tablica 14. Dodatno parametrizirane vrijednosti konstanti zakašnjenja paljenja u FTM

	c_{ign}
	-
RT 567	1,0→1,1
RT 569	1,0→0,9
RT 583	2,0→1,6
RT 594	1,3→0,2
RT 620	1,9→1,0
RT 656	2,6→2,5
RT 673	1,1→0,2
RT 1135	1,9→3,3
RT 1160	0,8→2,0
RT 1171	1,5→3,2
RT 1174	1,4→3,2

Analiza utjecaja modela konvektivnog strujanja na rezultate

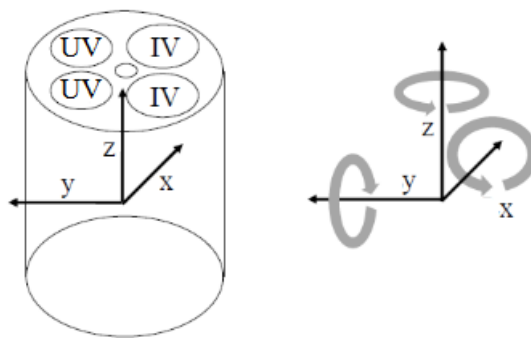
Jedna od prednosti modela praćenja plamena u odnosu na fraktalni model je analiza konvektivnog strujanja u cilindru, tj. utjecaj konvektivnog strujanja na oblik plamene fronte. Unutar izraza za produkciju turbulentne kinetičke energije P nalazi se konstanta produkcije turbulencije c_t :

$$P = 0,3307 \cdot c_t \cdot \left(\frac{K}{L_1}\right) \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (66)$$

Utjecaj konstante c_t na turbulenciju je već objašnjen u 5.2.1. Promjenom njene vrijednosti mijenja se i razina kinetičke energije glavnog strujanja u cilindru K na početku kompresije, ali i na preostalom dijelu visokotlačne faze cilusa. Veza između kinetičke energije glavnog strujanja i kutne brzine rotacije *swirl* strujanja ω_z ostvarena je prema izrazu [21]:

$$E_{z, \text{rot}} = \frac{1}{2} \cdot J_z \cdot \omega_z^2 = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{cil}} \cdot j_z \cdot \omega_z^2, \quad (67)$$

gdje je J_z (kgm^2) moment tromosti, j_z (m^2) specifični moment tromosti. U gornjoj jednadžbi $E_{z, \text{rot}}$ predstavlja kinetičku energiju glavnog strujanja K . Koordinatni sustav cilindra korištena u izračunu je prikazana slikom 49.



Slika 49. Koordinatni sustav cilindra [21]

Specifični moment tromosti oko osi z se računa prema izrazu [21]:

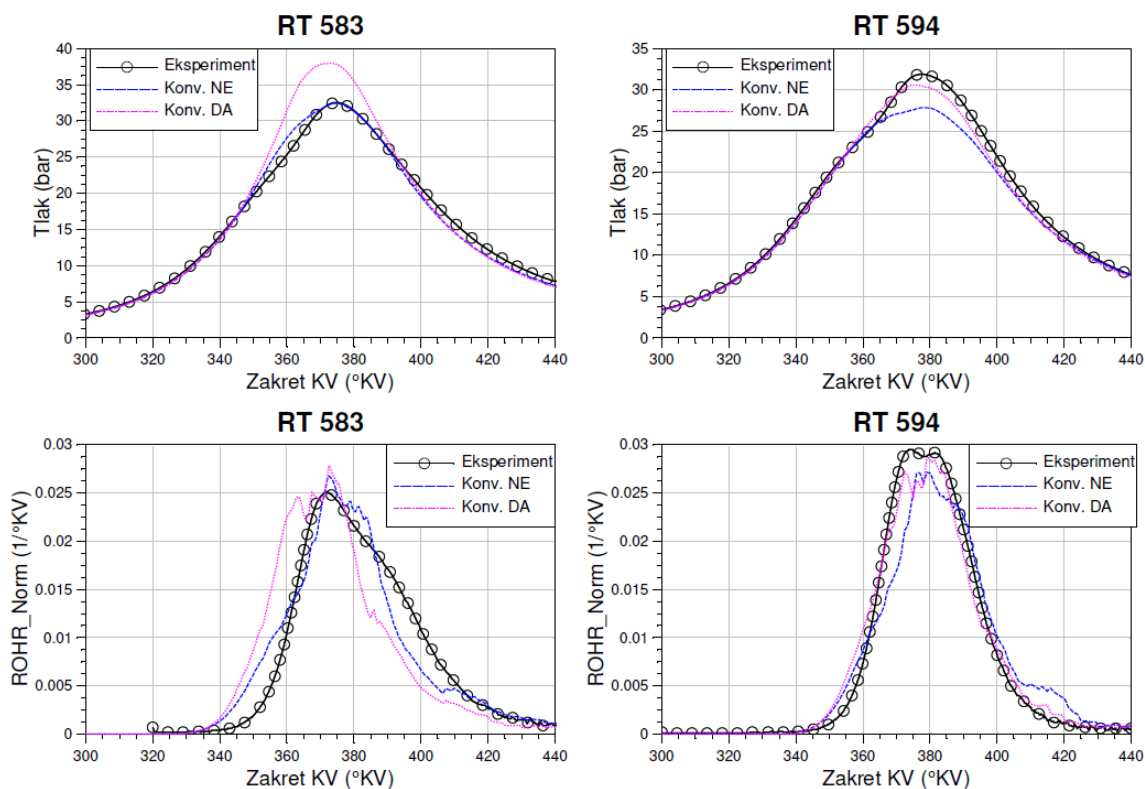
$$j_z = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2. \quad (68)$$

Kako je specifični moment tromosti za *swirl* strujanje konstantan tijekom vremena, porastom kinetičke energije glavnog strujanja raste kutna brzina i suprotno. Kutna brzina određena je brzinom točke plamena v_p kojom se točka plamena pomiče u modelu praćenja plamena. Promjenom oblika plamena dolazi do promjene u brzini oslobađanja topline.

Promjenom konstante c_t analiziran je iznos *Swirl Number*-a, tj. jačine intenziteta strujanja u *swirl* smjeru uz pretpostavku da njegova vrijednost mora iznositi približno 1,5. Postavljanjem konstante c_t na vrijednost 0,03 postiže se iznos *Swirl Number*=1,23 što se uzima kao konačno rješenje. Pokrenut je set simulacija s konstantama modela prema postavkama nakon kalibracije zakašnjenja paljenja, ali uz uključen proračun konvektivnog strujanja u cilindru. Kako je *swirl* strujanje oko uzdužne osi cilindra, potrebno je pravilno pretpostaviti koordinatu osi koja je normalna na $x - y$ ravninu cilindra. Kalibracija koordinate je izvedena s ciljem postizanja profila krivulja dobivenih simulacijom koji su što sličniji eksperimentalnim profilima za dvije radne točke bez EGR-a, tj. RT 567 i 569. Odabran položaj osi u $x - y$ ravnini je $(x, y)=(0, 10)$. Na slici 50 prikazana je usporedba rezultata s ugašenim i uključenim izračunom konvektivnog strujanja za RT 583 i 594. Rješenja za ostale radne točke s uključenim izračunom konvektivnog strujanja može se pogledati u Prilogu F.

Na prikazu rezultata vidi se kako je model izgaranja s uključenim konvektivnim strujanjem ubrzao početnu fazu izgaranja, tj. oslobađanja topline što je rezultiralo većim vršnim vrijednostima tlaka u cilindru. Ova pojava je poboljšala konačan rezultat za RT 594, dok se rezultat za RT 583 pogoršao. Pregledom rezultata simulacija za ostale radne točke uviđa se

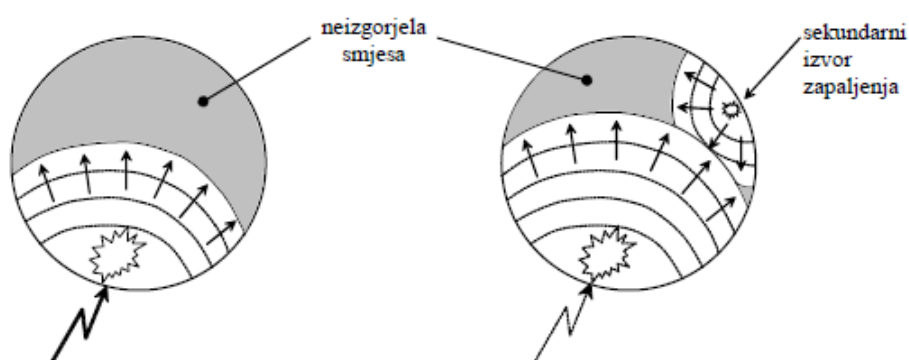
kako se rezultat simulacije pogoršao za većinu radnih točaka jer je većina njih dobro predviđala stanje u cilindru prije uključenja izračuna konvektivnog strujanja koje je ubrzalo prvu fazu izgaranja. Zaključak je kako izračun konvektivnog strujanja, temeljen na jedinstvenom setu konstanti modela izgaranja koji je prethodno određen, ne daje dobra rješenja. Javlja se mogućnost nove parametrizacije modela praćenja plamena, ali s uključenim konvektivnim strujanjem od početka parametrizacije te usporedba konačnih rezultata simulacija s dva različita seta jedinstvenih parametara.



Slika 50. Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s ugašenim i uključenim izračunom konvektivnog strujanja za RT 583 (lijevo) i 594 (desno)

6. Primjena modela detonantnog izgaranja

Za model praćenja plamena s ugašenim izračunom konvektivnog strujanja analizirat će se simulacija detonantnog izgaranja. Detonacija ili detonantnog izgaranje je najvažniji oblik nenormalnog izgaranja u Ottovim motorima, koji za kratko vrijeme može uništiti motor. Povećanje kompresijskog omjera i kuta prepaljenja je ograničeno pojavom detonacije. Do detonacije dolazi kad se u neizgorjeloj smjesi kompresijom i ekspanzijom plinova izgaranja poveća temperatura iznad granice samozapaljenja kako je ilustrirano na slici 51 [6].



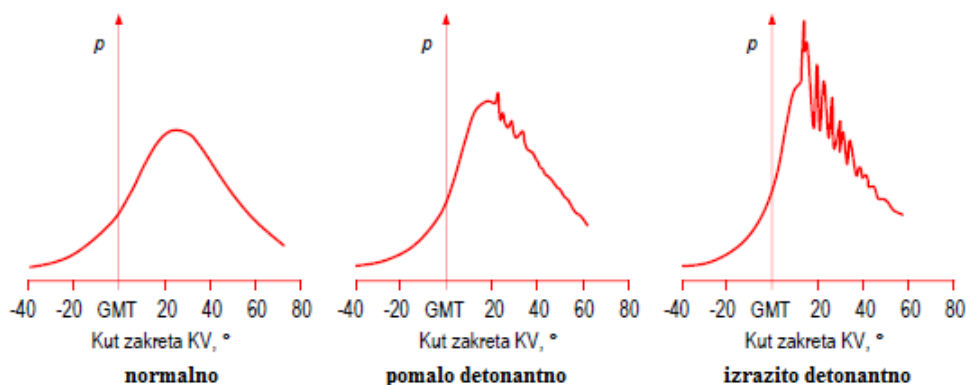
Slika 51. Ekspanzija vrućih plinova izgaranja i pojava sekundarnog izvora zapaljenja [6]

Najčešće se javljaju sekundarni izvori upaljivanja na nekom vrućem mjestu kao što su garež ili ispušni ventil. Smjesa naglo izgori uz brzi porast tlaka i do $8 \text{ bar}/^\circ\text{KV}$. Brzina izgaranja se povećava s normalne vrijednosti $20 \sim 40 \text{ m/s}$ na $250 \sim 300 \text{ m/s}$. U cilindru dolazi do mjestimičnog nastanka viskih tlakova, zvučnih valova te titranja tlaka. Porastim strujanja u cilindru dolazi do povećanog prijelaza topline s vrućih plinova na stijenke cilindra i klipa. Kako hlađenje klipa i ventila nije dimenzionirano prema detonantnom izgaranju, za kratko vrijeme rada u takvim uvjetima dolazi do većih oštećenja sklopova cilindra.

Detonacija se može izbjeći promjenom brzine rada i opterećenja motora, odgovarajućom konstrukcijom prostora izgaranja te primjenom goriva visokog oktanskog broja, a u vozilima se najčešće detektira preko osjetnika detonacije koji je ugrađen na kućište motora. Detonacija najčešće nastaje pri niskoj brzini vrtnje i visokog opterećenja motora, ali javlja se i pri viskoj brzini vrtnje ako motor radi duže vrijeme pod visokim opterećenjem [6].

Vrste izgaranja prema jačini detonacije su [6]:

- normalno izgaranje,
- pomalo detonantno izgaranje,
- izrazito detonantno izgaranja.



Slika 52. Vrste izgaranja prema jačini detonacije [6]

Najvažniji faktori koji utječu na javljanje detonacije su: tlak, temperatura, faktor pretička zraka, udio mase plinova izgaranja, brzina motora i tip goriva [22].

6.1. Opis primjenjenog modela detonantnog izgaranja i njegove konstante

U analizi detonantnog izgaranja kod radnih točaka, koristit će se model detonacije detaljno opisan u [22] koji ima 3 pod-modela; samo-upaljivanje, temperaturna stratifikacija i intenzitet detonacije.

6.1.1. Pod-model samo-upaljivanja

Primjenom ovakvog modela za kojeg se koristi temperaturna stratifikacija, neizgorjela zona se dijeli na određen broj pod-zona. Metoda kojom se detektira pojava detonacije (koja je dovoljno precizna i prihvatljivog trajanja izračuna) je metoda izračuna integrala detonacije ($KI = Knock Integral$). Ova vrijednost se računa za svaku pod-zonu prema [22]:

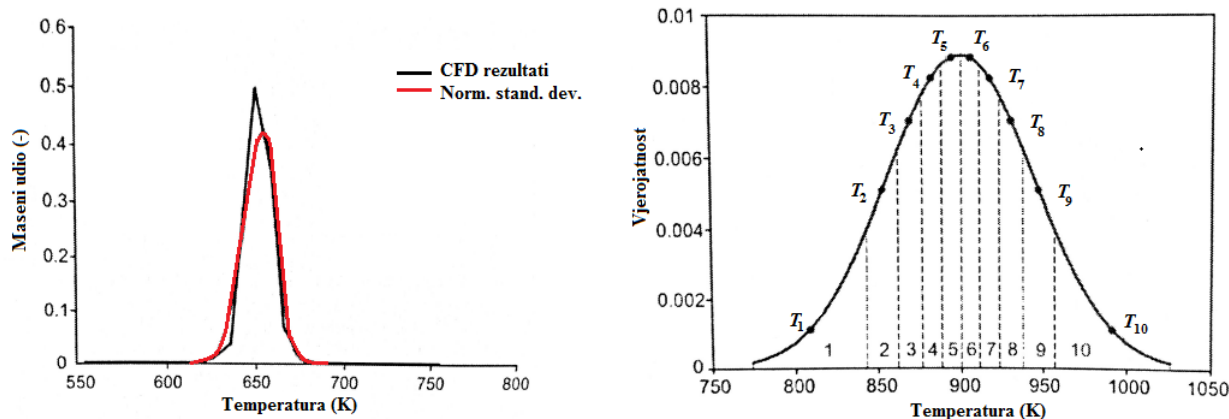
$$KI_i = \int_{t_{SOC}}^t \frac{dt}{\tau_{id,i}}, \quad (69)$$

gdje je: τ_{id} (s) zakašnjenje upaljivanja, i (-) indeks razmatrane pod-zone, t_{SOC} (s) vrijeme početka izgaranja, t (s) trenutno vrijeme. Vrijednost zakašnjenja upaljivanja se uzima iz pred-definiranih tablica s obzirom na tlak p , temperaturu T , ekvivalentni omjer gorivo-zrak ϕ i udio ispušnih plinova CP . Samo-upaljivanje pod-zone se događa kad KI dosegne definiranu vrijednost TR (*Threshold Value*) koja je najčešće iznosa 1 [22].

6.1.2. Pod-model temperaturne stratifikacije

Podjelom neizgorjele zone na N_z pod-zona jednakih masa omogućena je temperaturna stratifikacija. Srednja temperatura neizgorjele zone se računa prema kvazi-dimenzijskom modelu izgaranja te se u svakom koraku simulacije distribuira po pod-zonama.

Ako postoje, iz rezultata 3D-CFD simulacija ili eksperimenta mogu se, podjelom neizgorjele zone na ćelije jednakih temperatura, u odnos dovesti maseni udio neizgorjele zone i temperatura prema slici 53 lijevo.



Slika 53. Odnos masenog udjela neizgorjele zone i temperature za trenutak početka izgaranja (lijevo) i izračun temperature za pretpostavljenu temperaturnu distribuciju (desno) [22]

Za svaku radnu točku motora i zakret KV neizgorjela zona ima maksimalnu i minimalnu temperaturu, koje definiraju temperaturni raspon za cijelu neizgorjelu zonu kod trenutnih uvjeta rada. Statističkom analizom masenih udjela i temperatura, dobijaju se vrijednosti srednje temperature neizgorjele zone i standardne devijacije temperature σ_T (K) za svaku radnu točku motora i zakret KV. Zaključeno je kako ograničena normalna standardna devijacija dobro predviđa profil temperature [22]. Na slici 53 desno prikazana je temperaturna distribucija za neizgorjelu zonu s 10 pod-zona. Ordinata dijagrama predstavlja vjerojatnost

temperature i proporcionalna je masenom udjelu. Površina ispod krivulje mora biti jednaka 1. Kako pod-zone imaju jednake mase, površine ispod krivulje koje predstavljaju temperaturne raspone pod-zona moraju biti jednake, što je na slici 53 desno prikazano s isprekidanim crtama. Nakon što su određene granice pod-zona, računaju se srednje temperature koje su prikazane točkama na krivulji. Prema tome, za izračun temperatura pod-zona je potrebna razlika između najveće (ili najmanje) i srednje temperature te profil standardne devijacije temperature. Vrijednost standardne devijacije se mijenja tokom izgaranja, a oblik profila σ_T tokom izračuna se može kalibrirati preko najveće vrijednosti $\sigma_{T,max}$ koja je postavljena kao promjenjiva konstanta [22].

6.1.3. Pod-model intenziteta detonacije

Primjenjeni model detonacije ne računa oscilacije tlaka uzrokovane detonacijom već se računa intenzitet detonacije ($IoK = Intensity\ of\ Knock$) prema izrazu [22]:

$$IoK = K_1 \cdot \frac{m_{f,SOK}}{m_{f,SOC}} \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \left(1 - \frac{\alpha_k}{K_2}\right)^{1/K_3} \cdot n, \quad (70)$$

gdje je K_1 (min^{-1}) konstanta za kalibraciju cijelog izraza za IoK , m_{SOK} (kg) masa goriva u cilindru na početku detonacije, m_{SOC} (kg) masa goriva u cilindru na početku izgaranja, ε (-) kompresijski omjer (Compression Ratio), α_k ($^{\circ}\text{KV}$) zakret KV na početku detonacije, K_2 ($^{\circ}\text{KV}$) konstanta koja definira najveći kut zakreta KV kod kojeg će samo-upaljivanje dovesti do detonacije, K_3 (-) eksponent izraza i n (min^{-1}) brzina motora. Kod ovakvog izračuna IoK , tri važne značajke su uzete u obzir:

- raspoloživa masa goriva kod početka detonacije,
- volumen cilindra kod početka detonacije,
- brzina motora.

Osim IoK , dio izračuna koji je pod utjecajem pojave detonacije je izračun tlaka i temperature. Iako je detonantno izgaranja jako brzo, ono nije trenutno te se mora definirati brzina oslobađanja topline. ROHR detonantnog izgaranja svake pod-zona računa se prema izrazu [22]:

$$\frac{dQ_{k,i}}{d\alpha} = Q_{F,i} \cdot (r_{LTHR})^T \cdot \frac{dx_{VIBE,i}}{d\alpha}, \quad (71)$$

gdje je $Q_{F,i}$ (J) energija goriva, T (-) faktor ovisan o vrsti oslobađanja topline (1 - LTHR, 0 - HTHR), r_{LTHR} (-) omjer oslobođene topline tokom LTHR i ukupne oslobođene topline, $dx_{VIBE,i}/d\alpha$ (1/°KV) normalizirana brzina oslobađanja topline kod detonantnog izgaranja. Normalizirana brzina oslobađanja topline $dx_{VIBE}/d\alpha$ računa se za svaku zonu te je ukupna ROHR detonantnog izgaranja jednaka:

$$\frac{dQ_k}{d\alpha} = \sum_{i=1}^{N_z} \frac{dQ_{k,i}}{d\alpha}. \quad (72)$$

6.2. Parametrizacija modela detonantnog izgaranja

U nastavku rada analizirat će se pojava detonacije kao rezultat simulacije na radnim točkama. Prethodno je u Laboratoriju za motore i vozila ispitana detonacija za radne točke te su snimljeni podaci o jačini detonacije za sve radne točke koji su prikazani u tablici 15. Vrijednost MAPO (*Maximum Amplitude Pressure Oscillation*) je najveća oscilacija amplitude tlaka jednog ciklusa. Ona se dobija filtriranjem tlaka (BPF = *Band Pass Filter*) tako da ostaju samo oscilacije tlaka uzrokovane detonantnim izgaranjem koje se pretvaraju u samo pozitivne vrijednosti od kojih se najveće nazivaju MAPO [22]. U ovom radu vrijednost MAPO je korištena kao srednja vrijednost najvećih oscilacija amplitude tlaka svih ciklusa.

Tablica 15. Vrijednosti intenziteta turbulencije u GMT

	MAPO	MAPO > 0,5	MAPO > 1	MAPO > 1,5	MAPO > 2	
	bar	-	-	-	-	
RT 567	0,58	102	39	18	6	izrazito
RT 569	0,29	0	0	0	0	normalno
RT 583	0,29	0	0	0	0	normalno
RT 594	0,32	8	1	0	0	pomalo
RT 620	0,32	0	0	0	0	normalno
RT 656	0,56	71	37	21	13	izrazito
RT 673	0,62	84	37	25	14	izrazito
RT 1135	0,60	92	44	24	13	izrazito
RT 1160	0,63	88	47	31	21	izrazito
RT 1171	0,26	1	0	0	0	pomalo
RT 1174	0,29	15	2	0	0	pomalo

Vrijednosti u 3., 4., 5. i 6. stupcu gornje tablice označuju broj eksperimentalnih ciklusa (od

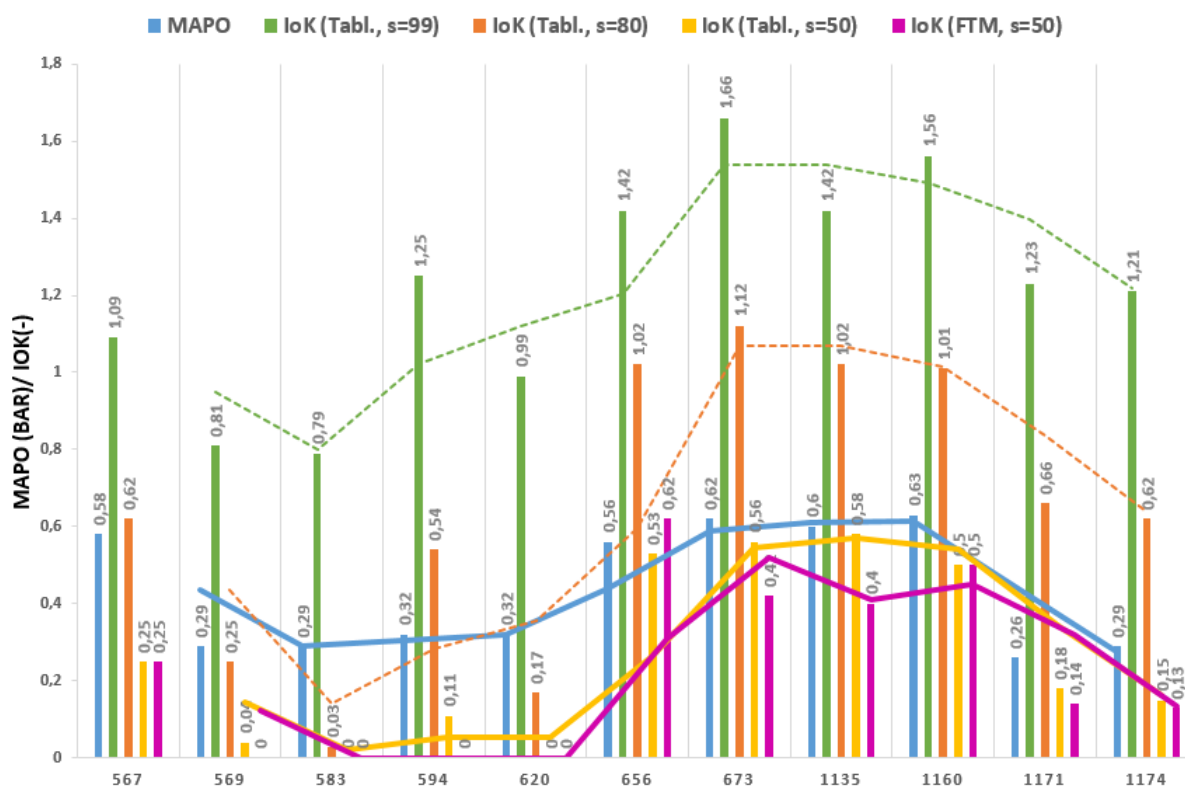
300) koji imaju veću vrijednost MAPO od one naznačene za određeni stupac. Na temelju broja ciklusa kod kojih se javlja određena jačina detonacije koja je predstavljena s MAPO vrijednosti, radne točke se ocjenjuju prema prethodno označenoj podjeli na normalno, pomalo detonantno i izrazito detonantno izgaranje kako je prikazano u zadnjem stupcu prethodne tablice.

U parametrizaciji modela detonacije kalibrirat će se tri konstante, po jedna iz svakog dijela modela kako je prethodno opisano. Prva je integral detonacije KI , druga je vrijednost najveće standardne devijacije temperature $\sigma_{T,max}$, a treća je konstanta K_2 iz izraza (70). Konstante K_1 i K_3 iz izraza (70) postavljene su na vrijednosti $1,5 \cdot 10^{-4}$ odnosno 1,4 - što je zadržano kao konačno u procesu parametrizacije. Model detonacije parametrizira se preko tabličnog modela izgaranja opisanog u 5.1.. Za prvu iteraciju simulacijskog seta vrijednosti konstanti su postavljene na $KI = 0,95$, $\sigma_{T,max} = 99$ K i $K_2 = 25$ °KV. Analizom rezultata je zaključeno kako konstante nisu dobro postavljene u ovom slučaju jer vrijednost IoK za neke točke iznosi 0, a na dijagramu ROHR detonacije je vidljivo kako do detonacije dolazi. Razlog tomu je premala zadana vrijednost K_2 , a prevelika izračunata vrijednost trenutka početka detonacije α_k , zbog čega je korijen u izrazu (70) negativan. Navedeno je ograničenje izračuna te se IoK prikazuje kao 0. U sljedećim setovima simulacija konstanta K_2 je postavljena na vrijednost 45 °KV, a vrijednost $\sigma_{T,max}$, osim početne od 99 K, postavljena na 80 i 50 K. Cilj parametrizacije je postizanje detonacije na RT 567 i normalnog izgaranja na RT 569 prema tablici 15 uz kontrolu rezultata na ostalim radnim točkama. Rezultati simulacija su prikazani u tablici 16 i na slici 54.

Na slici 54 vidi se kako trend MAPO vrijednosti po radnim točkama najbolje prate setovi simulacija s $\sigma_{T,max} = 99$ K (zelena) i 50 K (žuta). Kako je već rečeno, vodilja parametrizacije je ostvarivanje detonacije na RT 567 i normalno izgaranje na RT 569, što se približno ostvaruje sa setom simulacija s $\sigma_{T,max} = 50$ K dok set simulacija s $\sigma_{T,max} = 99$ K ovaj uvjet ne ispunjava. Iako je $IoK = 0,04$ za RT 569, vrijednost je relativno mala i izgaranje se može smatrati približno normalnim. Ako se pogledaju vrijednosti IoK za ostale radne točke i ako ih se uspoređi s MAPO vrijednostima te s ocjenom jačine detonacije, može se zaključiti kako model detonacije s ovakvim setom parametara ($\sigma_{T,max} = 50$ K) dobro predviđa pojavu detonacije.

Tablica 16. Rezultati α_k i IoK za različite $\sigma_{T,max}$

	Tablični						FTM			
	$\sigma_{T,99}$		$\sigma_{T,80}$		$\sigma_{T,50}$		$\sigma_{T,50}$			
	MAPO	α_k	IoK	α_k	IoK	α_k	IoK	α_k		IoK
	bar	° KV	-	° KV	-	° KV	-	° KV		-
RT 567	0,58	13,3	1,09	18,0	0,62	23,5	0,25	25,5	0,25	izrazito
RT 569	0,29	19,6	0,81	26,6	0,25	38,8	0,04	56,1	0,00	normalno
RT 583	0,29	19,8	0,79	42,3	0,03	45,0	0,00	45,0	0,00	normalno
RT 594	0,32	13,9	1,25	23,7	0,54	35,3	0,16	45,0	0,00	pomalo
RT 620	0,32	16,3	0,99	35,0	0,17	45,0	0,00	45,0	0,00	normalno
RT 656	0,56	5,3	1,42	10,0	1,02	16,9	0,77	19,3	0,62	izrazito
RT 673	0,62	9,0	1,66	15,0	1,12	21,3	0,81	27,5	0,42	izrazito
RT 1135	0,60	8,8	1,42	13,1	1,02	18,5	0,79	23,3	0,40	izrazito
RT 1160	0,63	11,4	1,56	17,1	1,01	22,7	0,72	23,5	0,50	izrazito
RT 1171	0,26	14,6	1,23	22,4	0,66	32,8	0,30	34,5	0,14	pomalo
RT 1174	0,29	14,6	1,21	22,3	0,62	32,5	0,27	35,3	0,13	pomalo

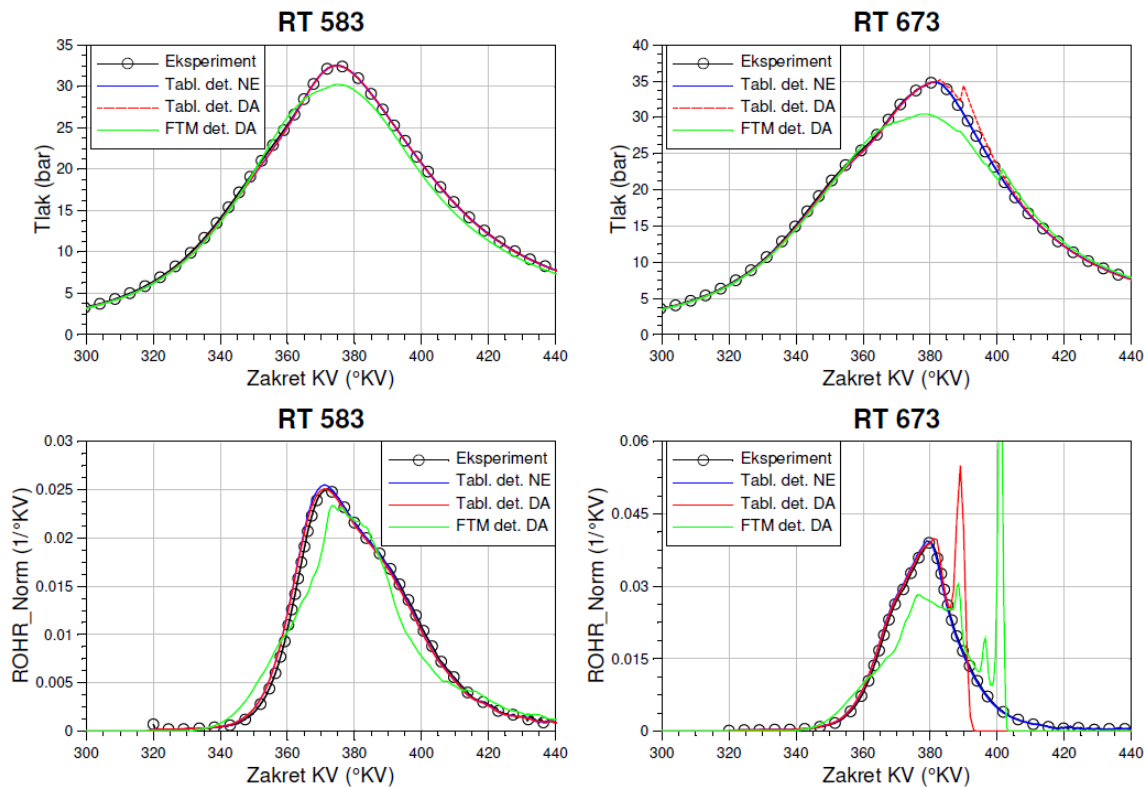
Slika 54. Usporedba rezultata detonantnog izgaranja IoK za različite $\sigma_{T,max}$

Ako se u tablici 16 usporede vrijednosti MAPO i α_k za set simulacija s $\sigma_{T,max} = 50$ K, može se uočiti kako vrijednosti α_k imaju suprotan trend od MAPO, kako bi i trebalo biti. S poras-

tom kuta α_k smanjuje se jačina detonacije, a s time i MAPO vrijednost. Usporedbom radnih točaka 569 i 1174 može se uočiti kako im se, iako jednakih MAPO vrijednosti, razlikuju oblici izgaranja, tj. RT 569 izgara normalno dok RT 1174 izgara pomalo detonantno. Ova pojava navodi zaključak kako postotak EGR-a (RT 569 0%, a RT 1174 10%) ima utjecaj na pojavu detonantnog izgaranja. Točke RT 594 i 620 također imaju jednaku MAPO vrijednost, a različito izgaranje, tj. RT 594 ima pomalo detonantno, a RT 620 normalno izgaranje. Kako ove dvije radne točke imaju jednak postotak EGR-a (18%), razlog ovomu se mora potražiti drugdje. Analizom tablica 2 i 5 vidi se kako RT 594 u odnosu na RT 620 ima veći kut pretpaljenja i temperaturu na usisu, što se također može vidjeti za RT 1174 u odnosu RT 569. Prema tome kut pretpaljenja i temperatura na usisu imaju veći značaj za pojavu detonacije od postotka EGR-a u cilindru.

Odabran je jedinstveni set parametara modela detonantnog izgaranja s konstantama $KI = 0,95$, $\sigma_{T,max} = 50$ K i $K_2 = 45$ °KV, koji će se primjeniti na model praćenja plamena. Parametri modela praćenja plamena su postavljeni prema tablicama 13 (5. set) i 8, tj. set simulacija u FTM koji daje rješenja najbliža eksperimentalnim podacima. Rješenja simulacija detonantnog izgaranja u FTM prikazana su u tablici 16 i na slici 54 (ljubičasta). Može se primjetiti kako trend vrijednosti I_oK po radnim točkama u FTM dobro prati trend MAPO vrijednosti.

Na slici 55 prikazani su primjeri usporedbi krivulja tlaka u cilindru te krivulja ROHR Norm za tablični model izgaranja i model praćenja plamena. Za rješenje RT 583 simulacije detonantnog izgaranja u FTM može se primjetiti kako dobro opisuje stanje u cilindru, tj. izgaranje se predviđa kao normalno. Za rješenje RT 673 može se primjetiti kako također dobro opisuje stanje u cilindru, tj. izgaranje se predviđa kao izrazito detonantno. Rješenja simulacija detonantnog izgaranja za ostale radne točke mogu se pogledati u Prilogu G.



Slika 55. Usporedba krivulja tlaka u cilindru i ROHR Norm za detonantno izgaranje za RT 583 (lijevo) i RT 673 (desno). Krivulja *Tabl. det. NE* opisuje stanje u cilindru u tabličnom modelu izgaranja s isključenim izračunom detonantnog izgaranja. Krivulje *Tabl. det. DA* i *FTM det. NE* opisuju stanje u cilindru u tabličnom, odnosno modelu praćenja plamena s uključenim izračunom detonantnog izgaranja

7. Zaključak

Tema rada pokazala se kao vrlo izazovna. Iz velikog broja mogućnosti postavljanja modela i izvođenja simulacije mora se odabrati postupak koji daje optimalno rješenje za sve radne točke. Iz takvog pak postupka moraju se odabrati rezultati koji najbolje opisuju ostvareno stanje u cilindru. Svaki rezultat se mora analizirati, opisati i povezati s prethodnim.

Iz završenog rada nameće se nekoliko zaključaka. Rješenja simulacija s primjenjenim prediktivnim kvazi-dimenzijskim 1-D/0-D modelima izgaranja u cilindru su značajno ovisna o postavkama ulaznih parametara. Ulazni parametri simulacija zapravo su rezultati eksperimentalnog ispitivanja rada motora. Rezultati ispitivanja rada motora ovisni su o točnosti mjernih instrumenata. Kako bi se eliminirala ova ovisnost i kako bi se prediktivni modeli izgaranja mogli točno primjeniti, prvo je potrebno provesti parametrizaciju rezultata ispitivanja, tj. eksperimentalnih rezultata (koji su sada početni parametri simulacijskog modela). Parametrizacija izvedena u tabličnom modelu izgaranja (npr. temperature na usisu, masenog udjela goriva) pokazala se kao dovoljno točna. Krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja opisuju stanje u cilindru dovoljno slično kao eksperimentalni rezultati, dok su vrijednosti protoka zraka i goriva te vrijednosti temperature na ispuhu također zadovoljavajuće bliske eksperimentalnim rezultatima.

Parametrizacijom fraktalnog modela izgaranja (FCM) moguće je ostvariti jedinstveni set parametara s kojim će simulacija dovoljno točno predviđati stanje u cilindru za obrađene radne točke. Ovome mora prethoditi parametrizacija primjenjenog pod-modela turbulencije, u ovome slučaju $K - k$ modela. Fraktalni model izgaranja pokazao se kao najviše ovisan o konstantama: zakašnjenja paljenja c_{ign} , tranzicijskog radijusa fronte plamena $r_{f,ref}$, eksponentu laminarne brzine plamena d i eksponentu omjera gustoće m . Preporuča se parametrizaciju modela započeti s kalibracijom konstante c_{ign} , a kasnije posebnu pažnju posvetiti konstantama $r_{f,ref}$ i m .

Nakon parametrizacije modela praćenja plamena (FTM) ostvaren je jedinstveni set parametara koji također dovoljno točno predviđa stanje u cilindru za obrađene radne točke. Ovome mora prethoditi parametrizacija primjenjenog pod-modela turbulencije, u ovome slučaju $k - \varepsilon$ modela. Ovaj put, početne pretpostavke za vrijednosti konstanti bile su jako dobre i konačni

jedinstveni set se malo razlikuje od početnog. Kao nešto lošija rješenja s jedinstvenim setom parametara mogu se ocijeniti radne točke koje imaju izraženo grijanje na usisu, što bi značilo da u tom slušaju FTM lošije predviđa stanje u cilindru. Usporedbom rješenja simulacija s jedinstvenim setom parametara u FCM i FTM donosi se zaključak kako FTM točnije predviđa stanje u cilindru. Za FTM se potom može dodatno kalibrirati parametar zakašnjenja paljenja i na taj način profile krivulja dobivenih simulacijom približiti eksperimentalnim profilima. Za tako parametriziran FTM uključen je izračun konvektivnog strujanja u cilindru, što je rezultiralo ubrzavanjem početne faze izgaranja i za većinu radnih točaka pogoršavanjem rezultata.

Za kraj rada, uključen je izračun detonantnog izgaranja za tablični model izgaranja i za FTM. Nakon parametrizacije pod-modela detonacije na tabličnom modelu i ostvarivanja jedinstvenog seta parametara pod-modela detonacije koji je primjenjiv za sve radne točke, može se zaključiti kako izračun detonacije dobro predviđa vrstu izgaranja i jačinu detonacije u cilindru. Tako parametriziran pod-model detonacije primjenjen je na FTM gdje se dobijaju slični rezultati.

Literatura

- [1] AVL BOOST - version 2013.2, *Theory*, Edition 11/2013, AVL LIST GmbH, Graz, 2013.
- [2] Sjerić, M., *New Physically Based Sub-models for The Cycle-simulation of Spark-Ignition Engine*, Doktorski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2013.
- [3] Stanford EDU, *Simulation of Turbulence Flows*, Prezentacija, <https://web.stanford.edu/class/me469b/handouts/turbulence.pdf>, veljača 2018.
- [4] Simscale, *Airflow Around a Comercial Aircraft*, Javni projekt, <https://goo.gl/V161qi>, veljača 2018.
- [5] Simscale, *CFD Analysis of Airflow around a F1 Car to Test Aerodynamics*, Javni projekt, <https://goo.gl/aeNg83>, veljača 2018.
- [6] Mahalec, I., Lulić, Z., Kozarac, D., *Motori s unutaršnjim izgaranjem*, Podloge uz predavanja, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [7] Versteeg, H. K., Malalasekera, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method*. 2nd edn. *Pearson Education*, London, 2007.
- [8] Sjerić, M., *Proračunski modeli radnog ciklusa motora s unutaršnjim izgaranjem*, Prezentacija, Računalne simulacije u razvoju motora i vozila, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2016.
- [9] Wikipedia, *Fraktal*, <https://hr.wikipedia.org/wiki/Fraktal>, veljača 2018.
- [10] Kaurić, M., *Utjecaj oblika prostora izgaranja na performanse Ottovog motora*, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2017.
- [11] Lee, T-K., Filipi, Z. S., *Improving the Predictiveness of the Quasi-D Combustion Model for Spark Ignition Engines with Flexible Intake Systems*, International Journal of Automotive Technology, Vol. 12, No. 1, pp. 1-9, 2011., doi:[10.1007/s12239-011-0001-4](https://doi.org/10.1007/s12239-011-0001-4).
- [12] Hatz Diesel, *D-Series - Revolutionary Technology in single cylinder*, <http://www.hatz-diesel.com/en/products/diesel-engines/d-series/1d81/>, veljača 2018.
- [13] van Basshuysen, R., Schafer, F., *Internal Combustion Engine Handbook - Basics, Components, Systems and Perspectives*, SAE International, Warrendale, 2004.
- [14] Poulos, S. G., Heywood, J. B. *The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion*, SAE Paper No. 830334., 1982.

- [15] Božić, M., *Examination of the Low-Temperature Heat Release Occurrence in SI Engine*, Prezentacija GOMA, 2016.
- [16] AVL BOOST - version 2013.2, *Users Guide*, Edition 11/2013, AVL LIST GmbH, Graz, 2013.
- [17] Sjerić, M., Kozarac, D., Ormuž, K., *Cycle-Simulation Turbulence Modelling of IC Engines*, International Journal of Automotive Technology, Vol. 17, No. 1, pp. 51-61 (2016), doi:[10.1007/s12239-016-0004-2](https://doi.org/10.1007/s12239-016-0004-2)
- [18] AVL BOOST FTM Theory
- [19] Sjerić, M., Kozarac, D., Schuemie, H., *A New Quasi-Dimensional Flame Tracking Combustion Model for SI Engines*, Proceedings of AVL International Simulation Conference 2017, Prezentacija, Graz, 2017.
- [20] AVL BOOST FTM Users Guide
- [21] Grasreiner, S., Neumann, J., Luttermann, C., Wensing, M., Hasse, C., *A Quasi-dimensional Model of Turbulence and Global Charge Motion for Spark Ignition Engines with Fully Variable Valvetrains*, International Journal of Engine Research, Vol 15, Issue 7, pp. 805 - 816, 2014., doi:[10.1177/1468087414521615](https://doi.org/10.1177/1468087414521615).
- [22] Kozarac, D., Tomic, R., Taritas, I., Chen, J., *A Model for Prediction of Knock in the Cycle Simulation by Detail Characterization of Fuel and Temperature Stratification*, SAE Int. J. Engines 8(4):1520-1534, 2015., doi:[10.4271/2015-01-1245](https://doi.org/10.4271/2015-01-1245).

Prilozi

- A Parametrizacija tabličnog modela izgaranja
- B Parametrizacija fraktalnog modela izgaranja FCM *m-033*
- C Parametrizacija fraktalnog modela izgaranja FCM *m05*
- D Usporedba krivulja FCM *m-033* i *m05*
- E Parametrizacija modela praćenja plamena FTM
- F Usporedba krivulja jedinstvenih setova parametara FCM *m05* i FTM, krivulje s podešenim c_{ign} u FTM, krivulje s uključenim konvektivnim strujanjem u FTM
- G Usporedba krivulja s uključenim izračunom detonacije u tabličnom modelu izgaranja i FTM

Prilog A

Tablica A.1. Usporedba rezultata simulacije i eksperimentalnih vrijednosti za RT 567, 569, 583, 594

Radna točka 567									
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,61		5,9	23,48		3,9	632,3		-2,5
Parametrizacija	1,51	1,52	-0,1	22,65	22,60	0,2	649,7	648,7	0,2
Radna točka 569									
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,60		6,20	23,47		4,2	669,0		-0,7
Parametrizacija	1,51	1,51	0,2	22,63	22,52	0,5	685,8	673,7	1,8
Radna točka 583									
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,60		5,2	22,41		4,3	577,7		-5,0
Parametrizacija	1,53	1,52	0,6	22,58	22,45	0,6	612,6	607,8	0,8
Radna točka 594									
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,46		-3,4	21,32		-4,6	600,9		-3,9
Parametrizacija	1,52	1,51	0,9	22,14	22,34	-0,9	630,8	625,2	0,9

Sim. - rezultat simulacije, Eksp. - rezultat eksperimenta, Raz. - postotna razlika rezultata simulacije i eksperimenta

Tablica A.2. Usporedba rezultata simulacije i eksperimentalnih vrijednosti za RT 620, 656, 673 i 1135

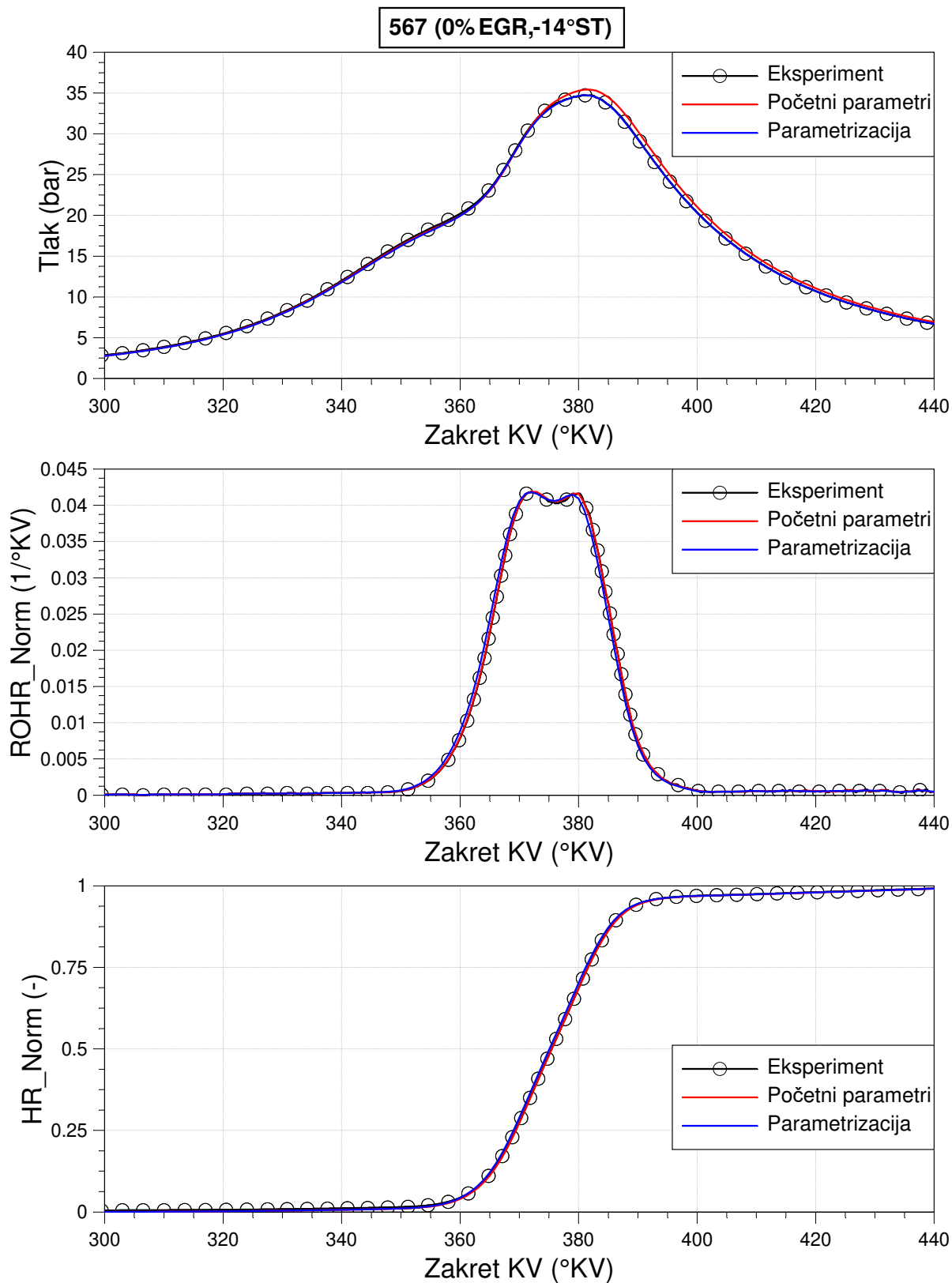
	Radna točka 620								
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,54		4,0	22,50		-4,6	595,0		-3,1
Parametrizacija	1,49	1,48	0,4	21,68	21,58	0,5	631,1	613,9	3,3
	Radna točka 656								
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,60		6,3	23,32		5,5	537,1		-7,4
Parametrizacija	1,51	1,50	0,7	22,21	22,11	0,5	577,2	580,2	-0,5
	Radna točka 673								
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,50		-2,1	21,94		-1,8	590,4		-5,4
Parametrizacija	1,53	1,53	0,1	22,38	22,34	0,2	622,1	624,0	-0,3
	Radna točka 1135								
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,62		8,7	23,76		6,5	598,8		-2,3
Parametrizacija	1,49	1,49	0,5	22,38	22,31	0,3	630,1	613,0	2,8

Sim. - rezultat simulacije, Eksp. - rezultat eksperimenta, Raz. - postotna razlika rezultata simulacije i eksperimenta

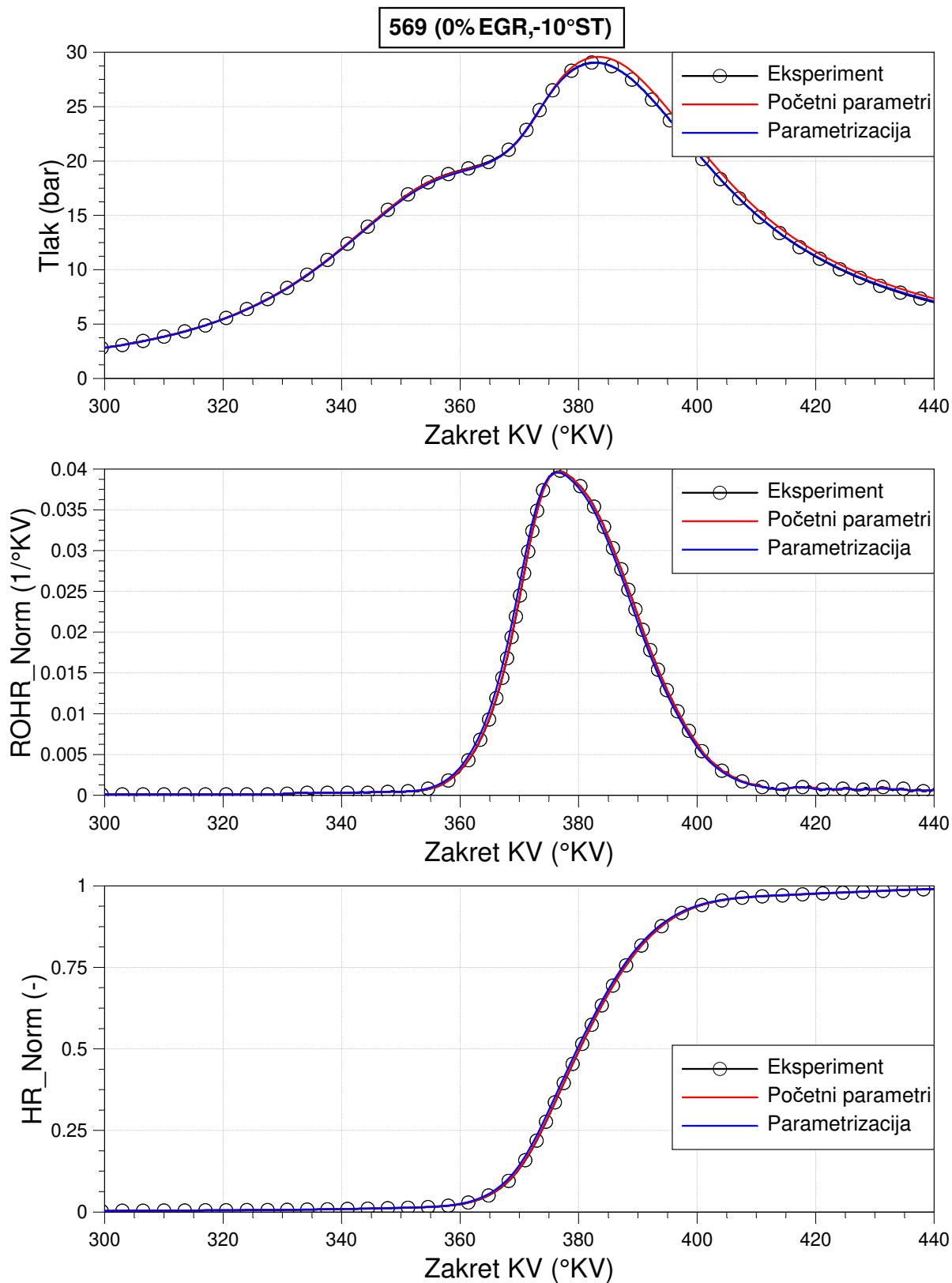
Tablica A.3. Usporedba rezultata simulacije i eksperimentalnih vrijednosti za RT 1160, 1171 i 1174

	Radna točka 1160								
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,55		3,3	22,68		2,0	632,7		-1,1
Parametrizacija	1,49	1,50	-0,7	22,21	22,24	-0,1	660,9	639,7	3,3
	Radna točka 1171								
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,65		9,9	24,15		5,8	634,3		-1,2
Parametrizacija	1,52	1,50	0,8	22,78	22,83	-0,2	662,5	642,2	3,2
	Radna točka 1174								
	Maseni protok						Temperatura		
	goriva			zraka			ispuha		
	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.	Sim.	Eksp.	Raz.
	kg/h		%	kg/h		%	°C		%
Početni parametri	1,49		-0,3	21,68		-4,6	631,9		-1,3
Parametrizacija	1,49	1,49	0,2	22,70	22,72	-0,1	668,9	640,2	4,5

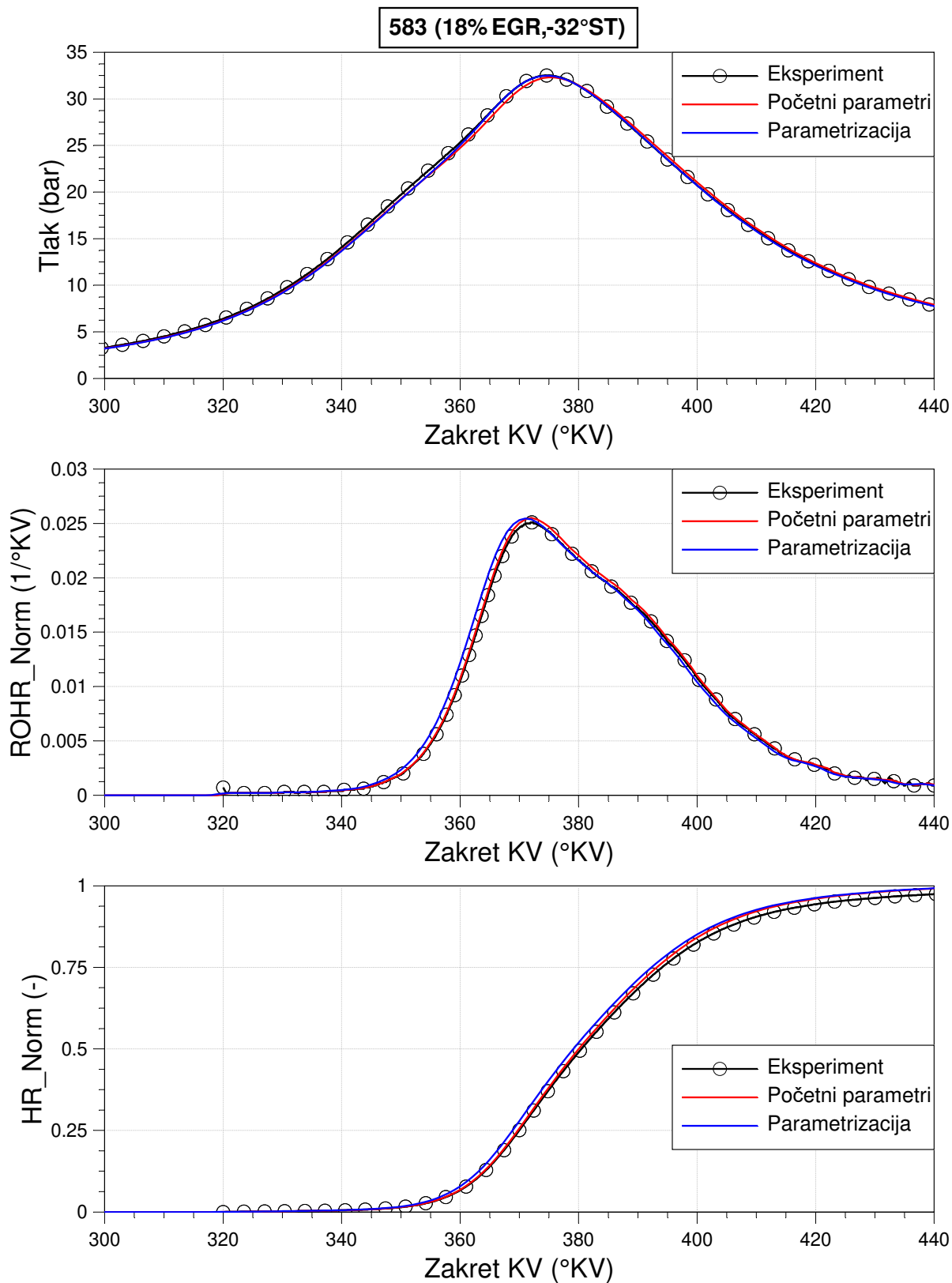
Sim. - rezultat simulacije, Eksp. - rezultat eksperimenta, Raz. - postotna razlika rezultata simulacije i eksperimenta



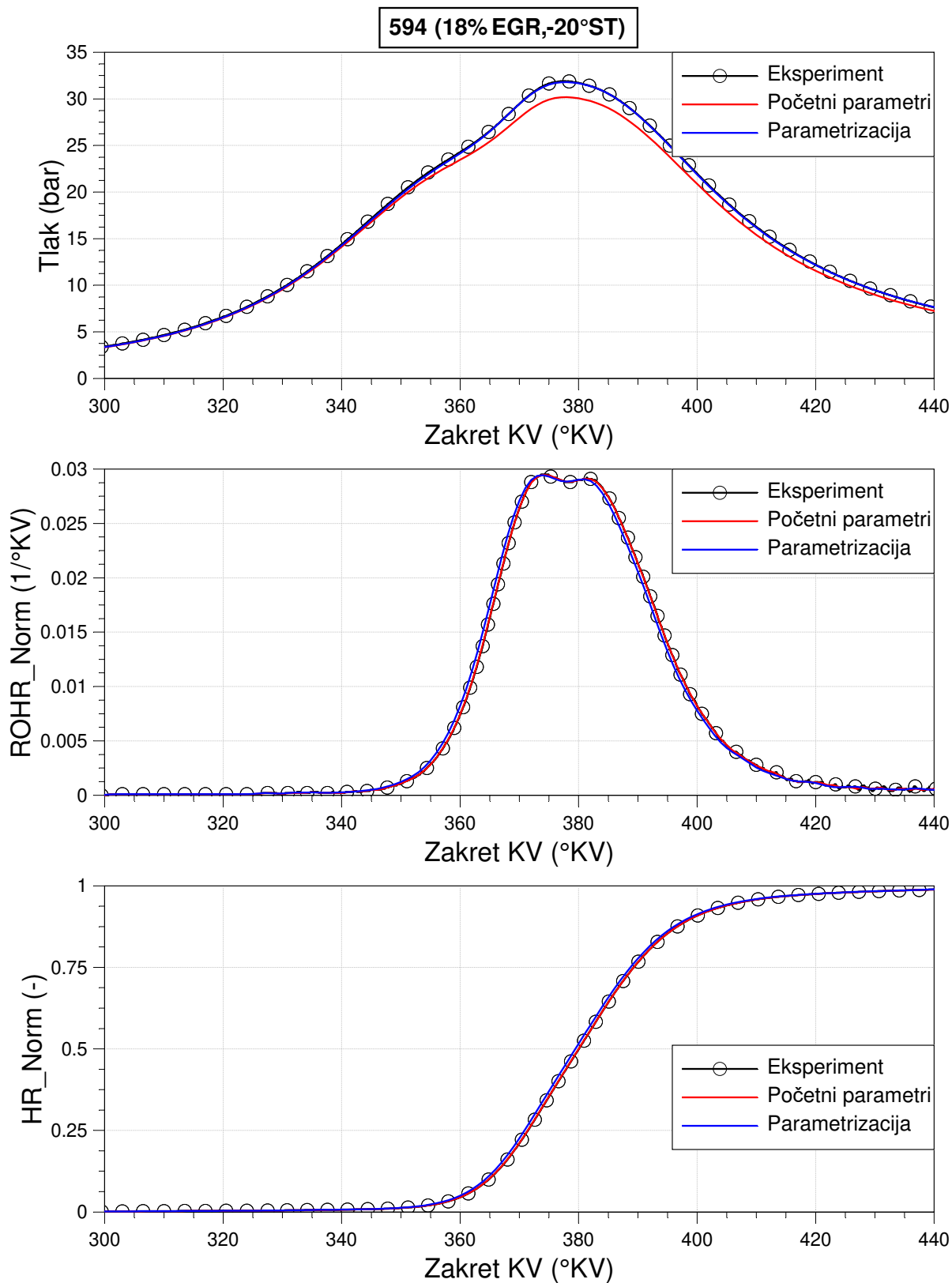
Slika A.1 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u tabličnom modelu izgaranja u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 567



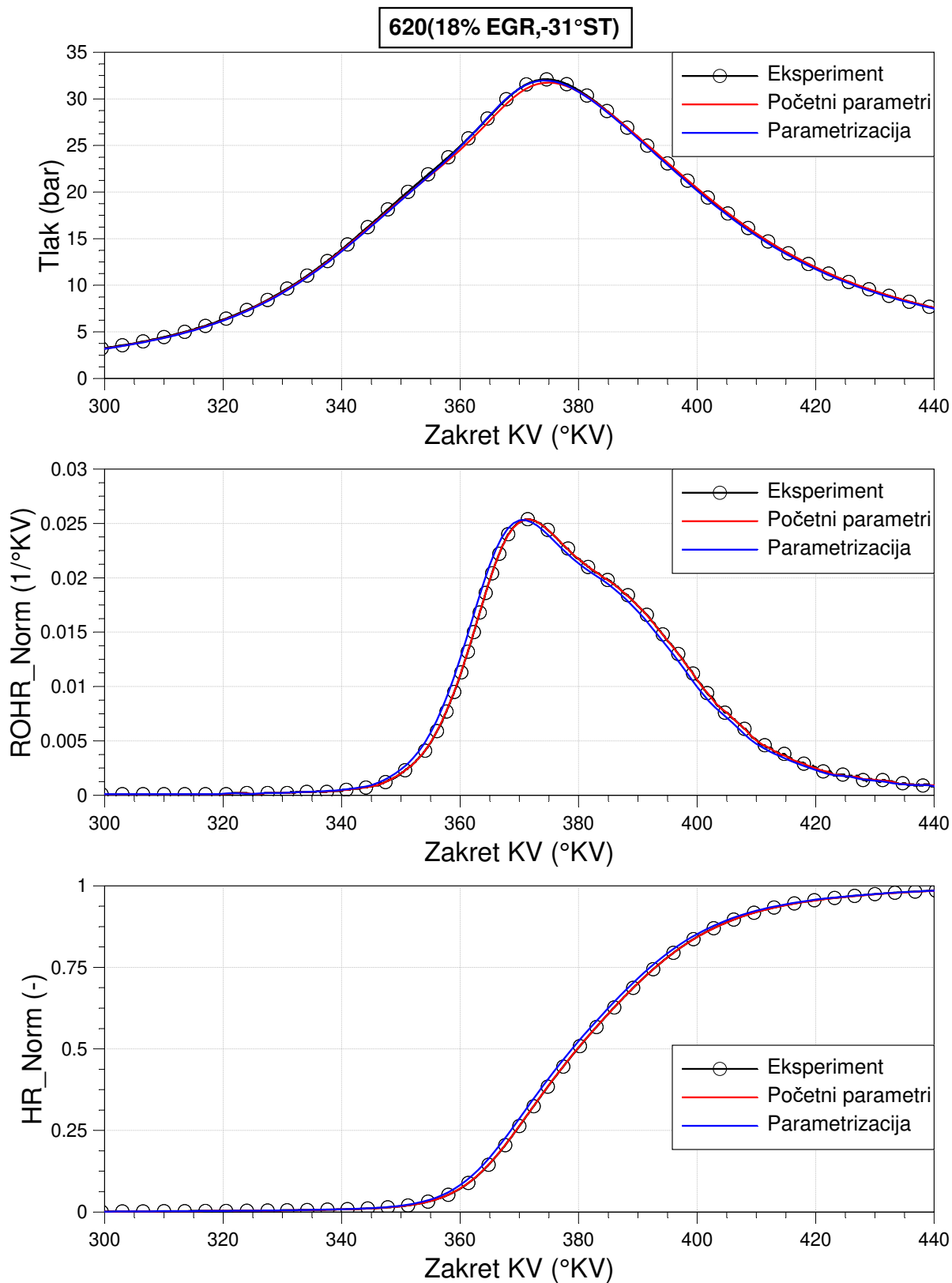
Slika A.2 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u tabličnom modelu izgaranja u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 569



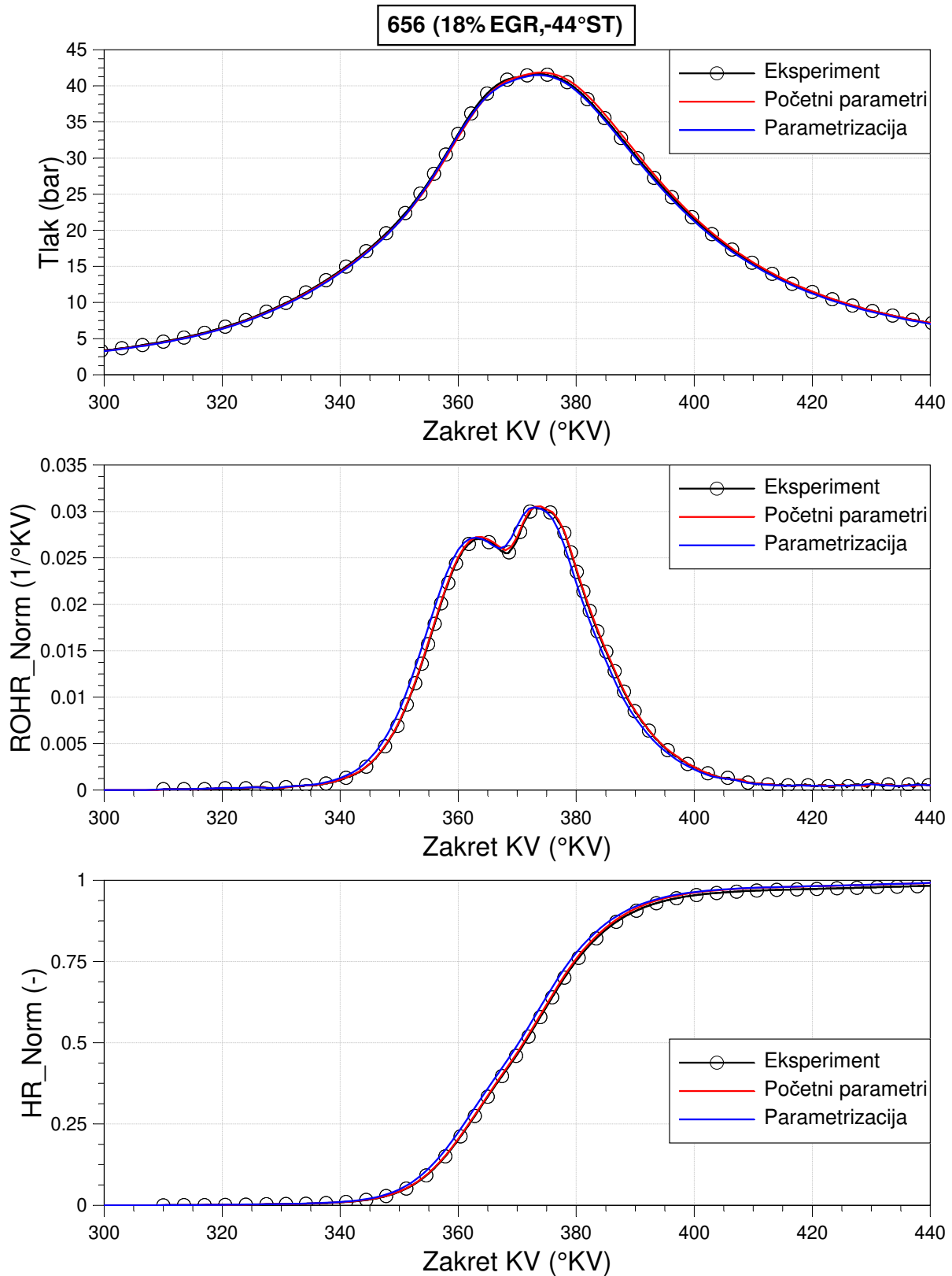
Slika A.3 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u tabličnom modelu izgaranja u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 583



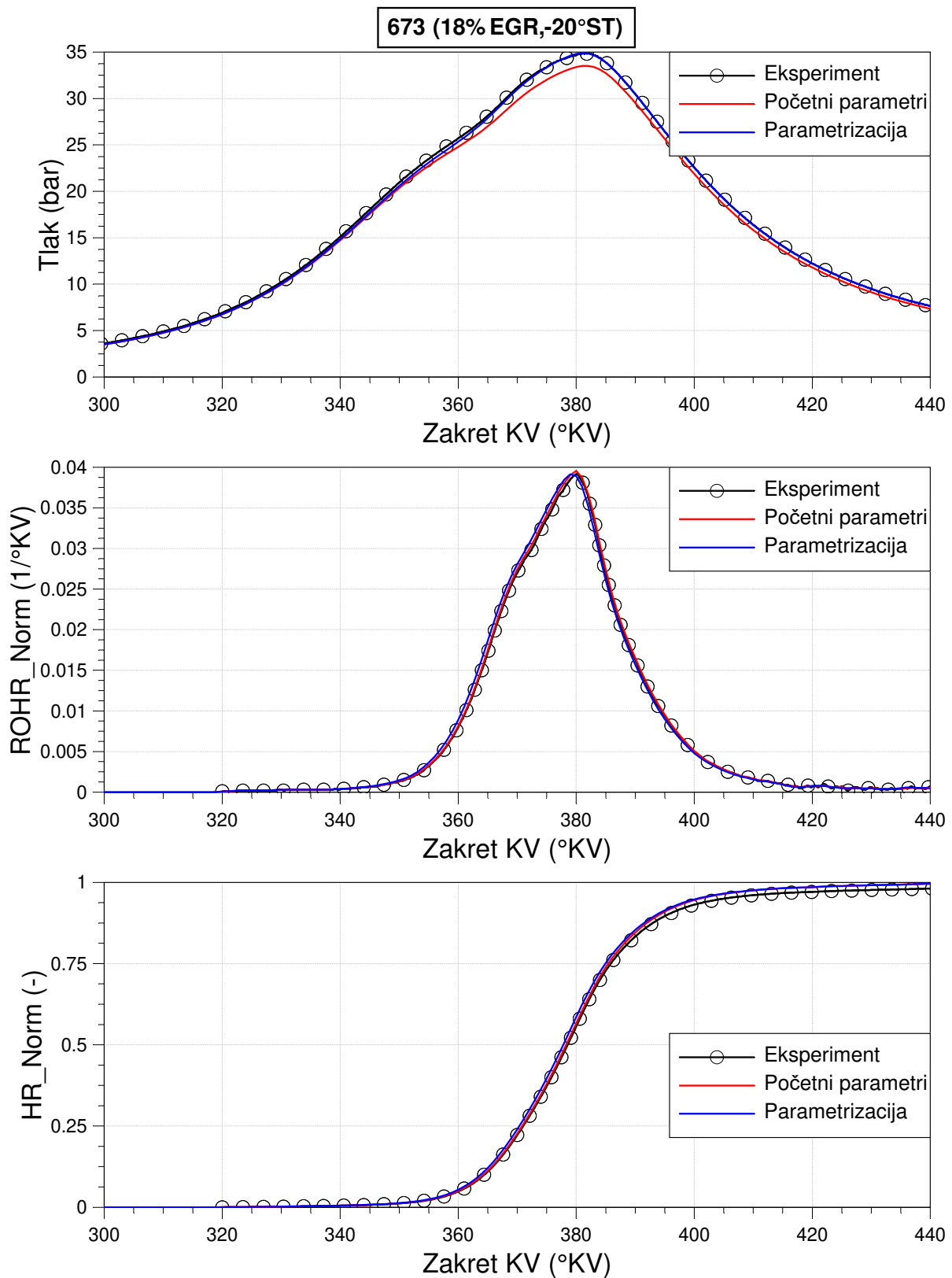
Slika A.4 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u tabličnom modelu izgaranja u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 594



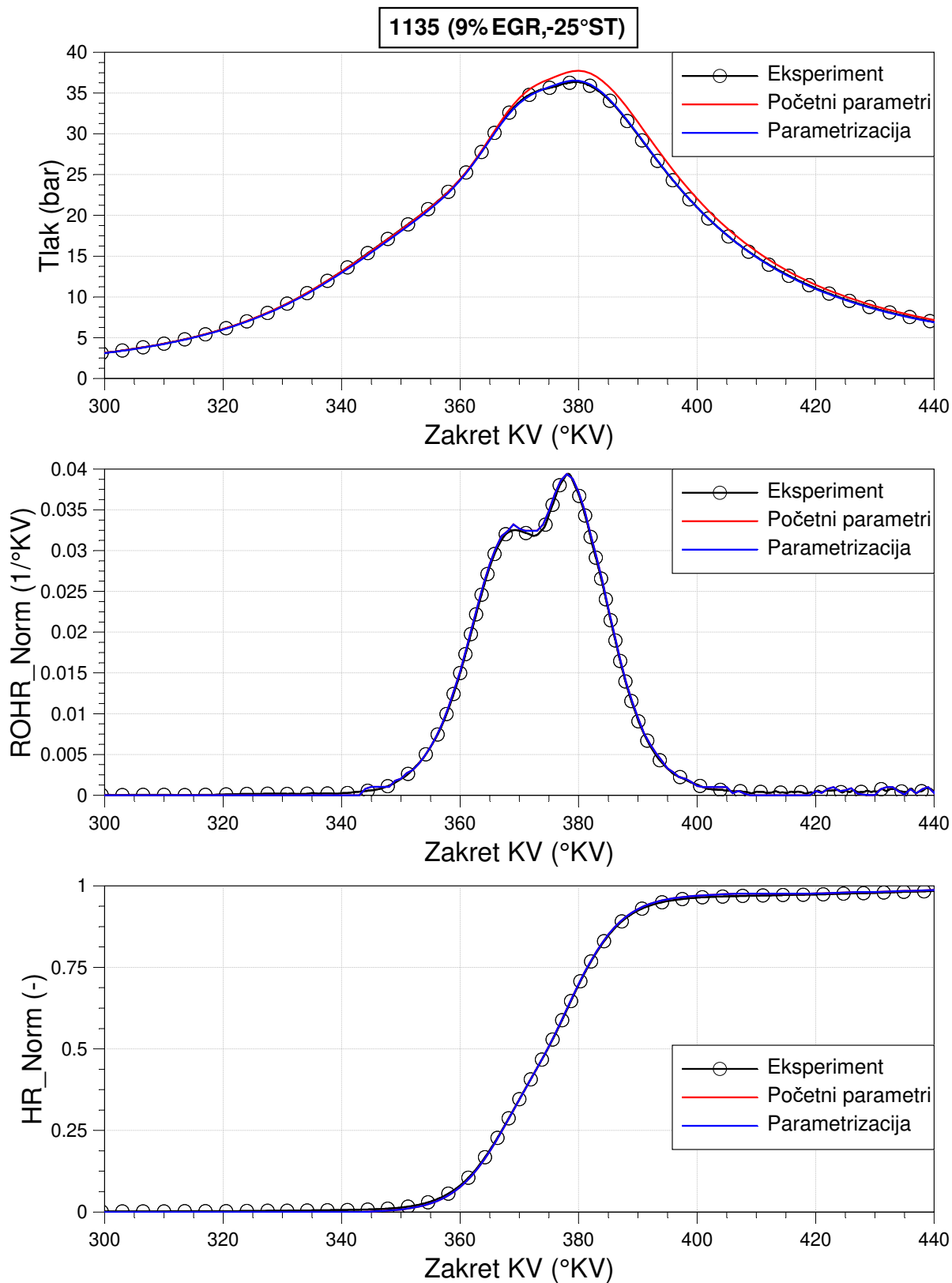
Slika A.5 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u tabličnom modelu izgaranja u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 620



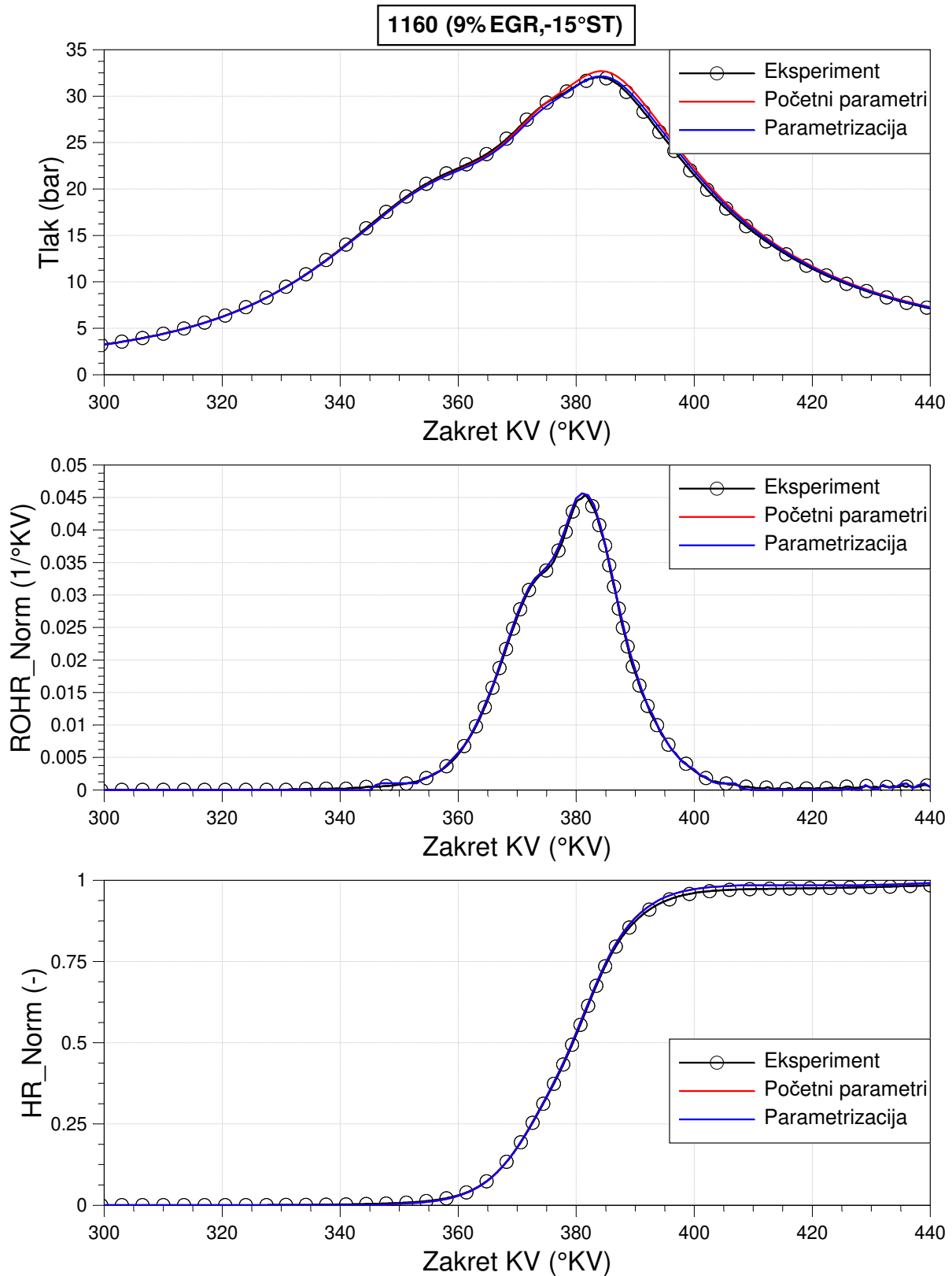
Slika A.6 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u tabličnom modelu izgaranja u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 656



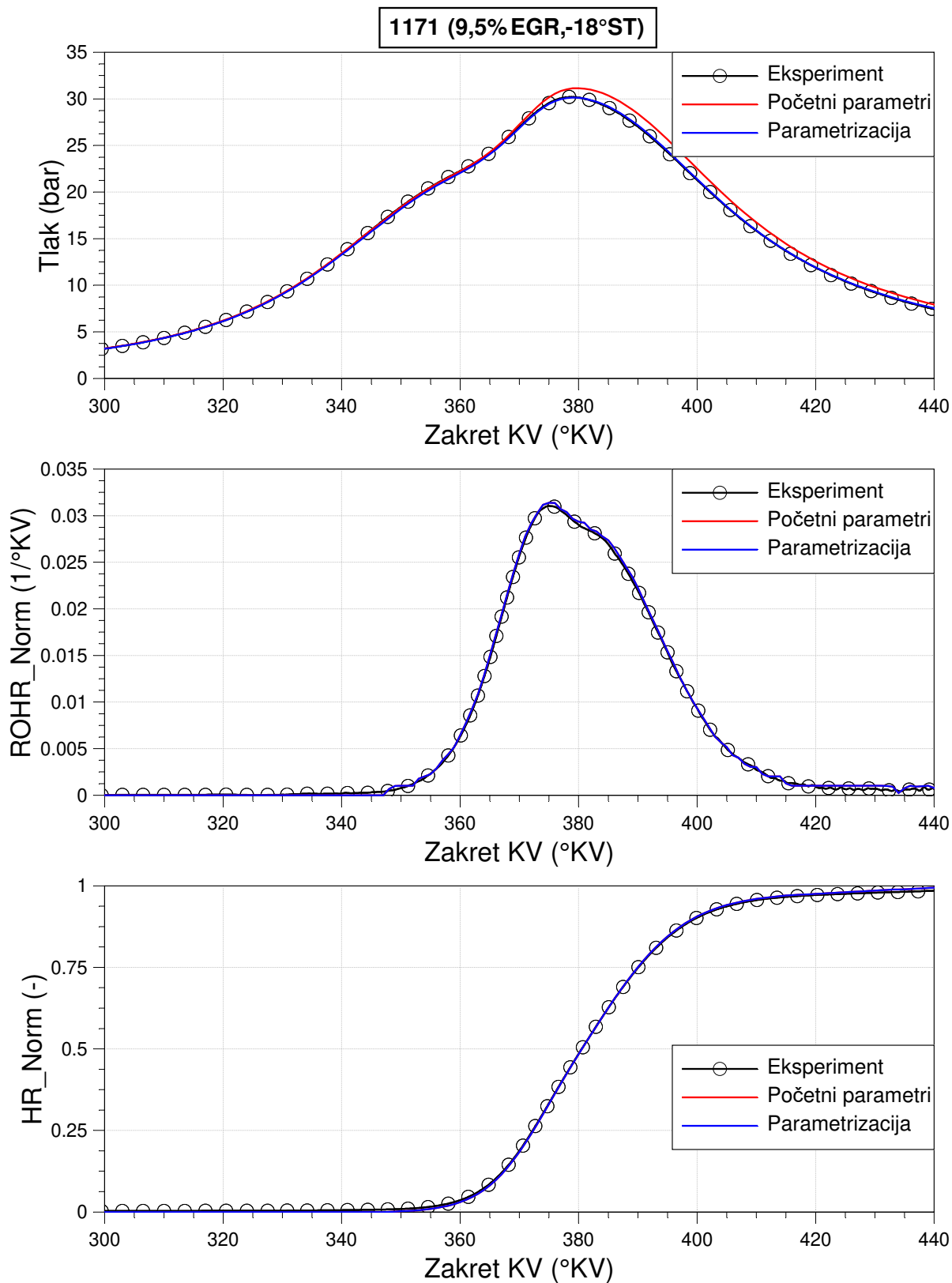
Slika A.7 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u tabličnom modelu izgaranja u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 673



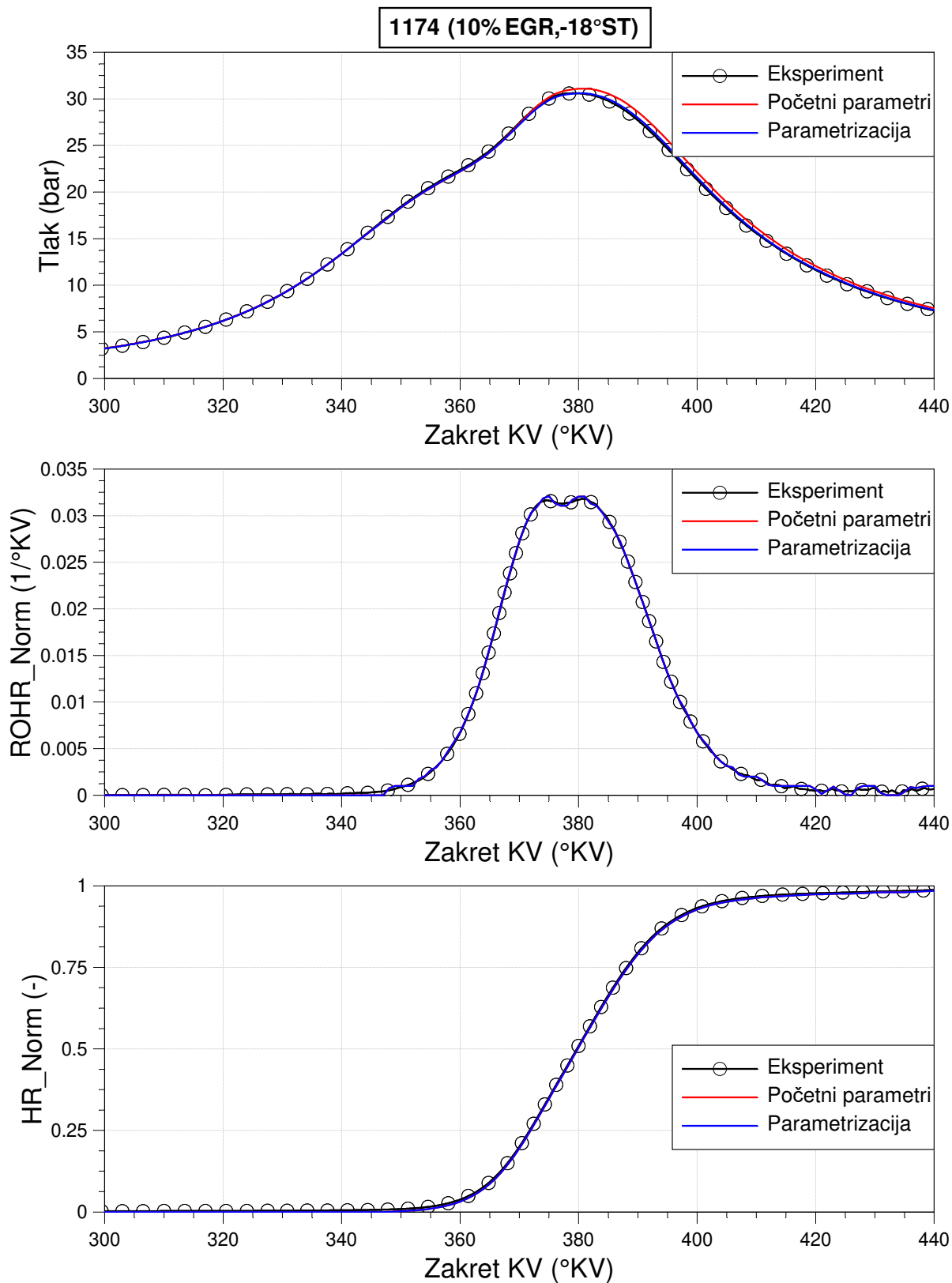
Slika A.8 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u tabličnom modelu izgaranja u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 1135



Slika A.9 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u tabličnom modelu izgaranja u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 1160

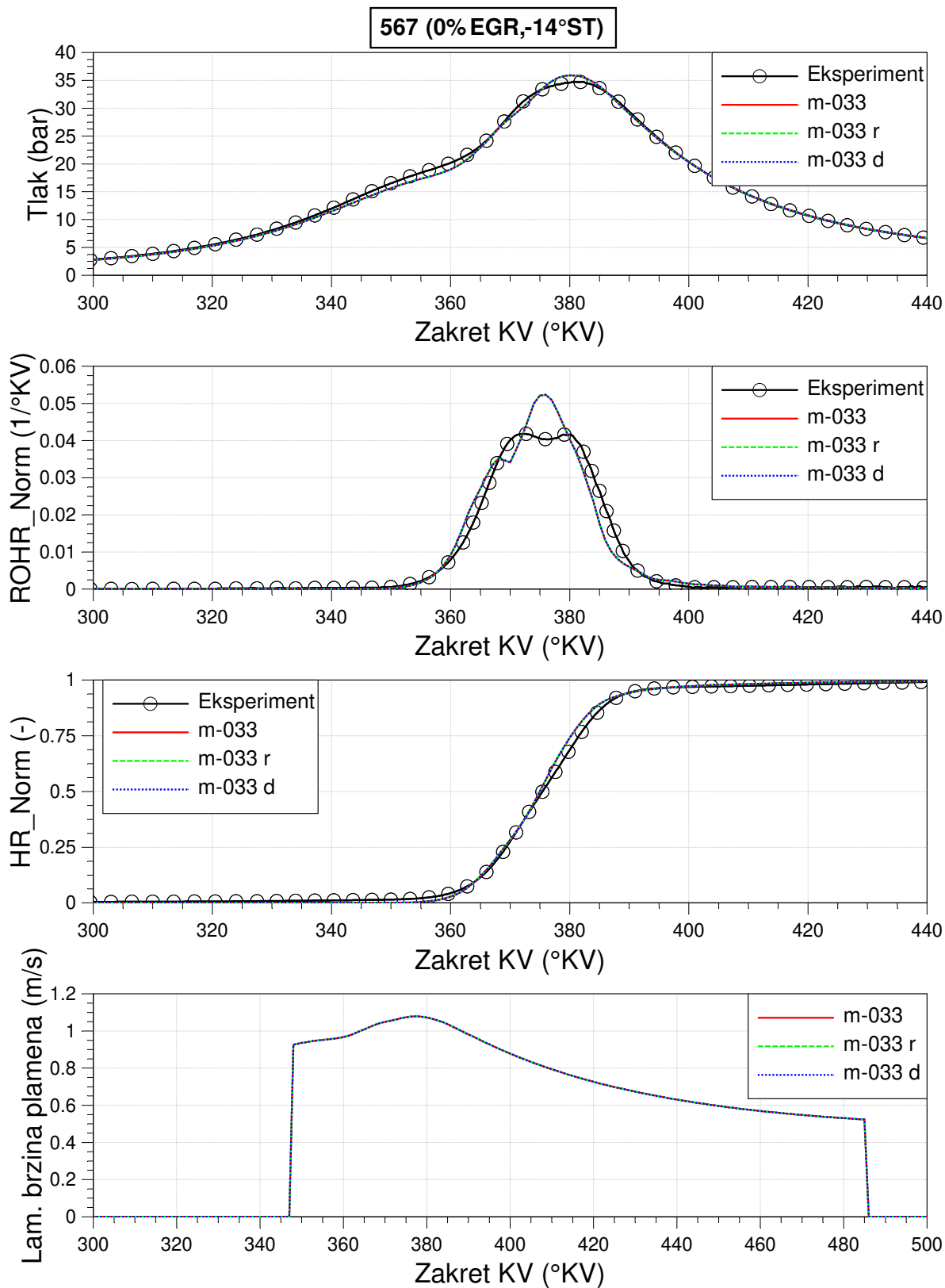


Slika A.10 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u tabličnom modelu izgaranja u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 1171

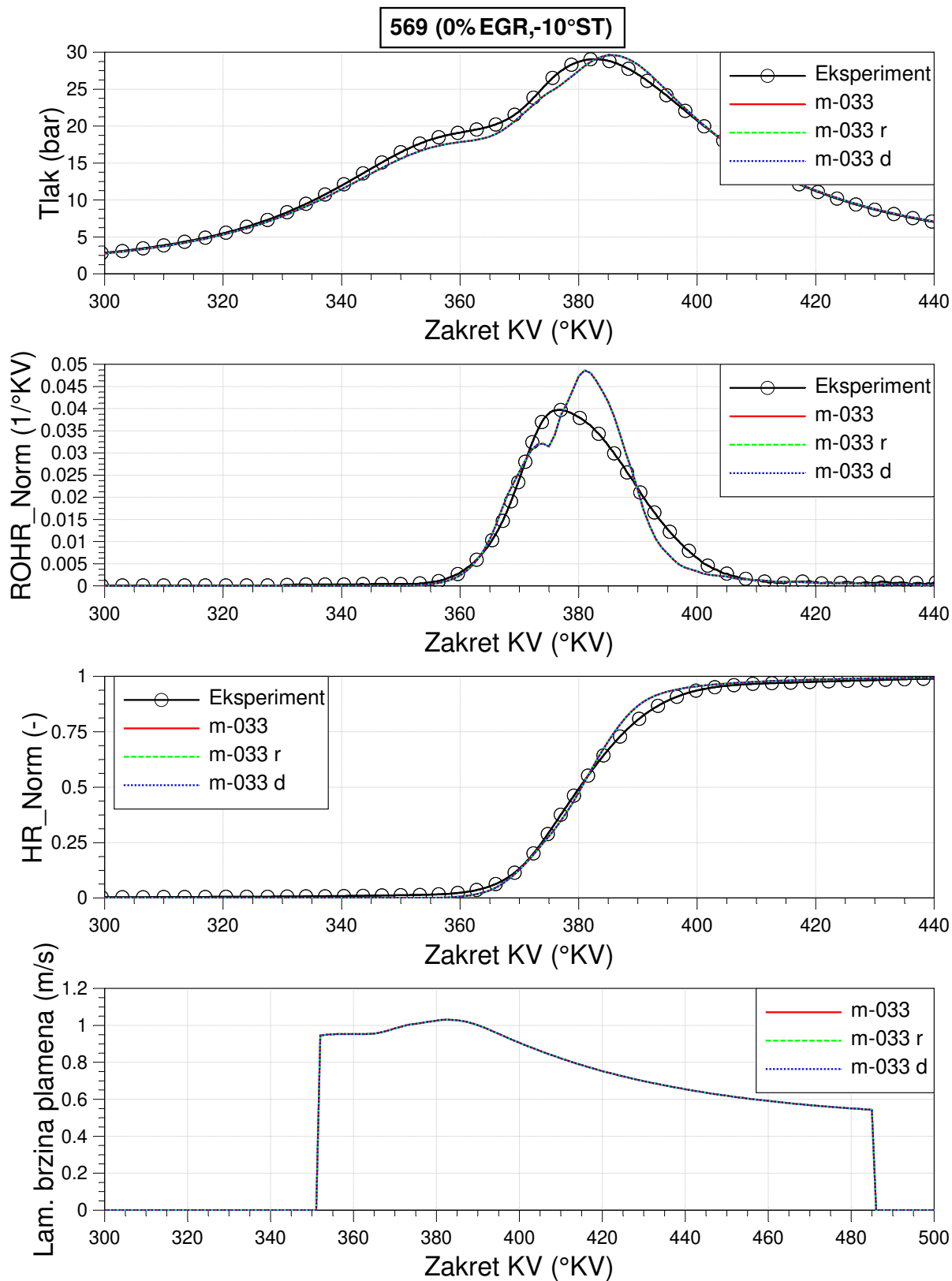


Slika A.11 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u tabličnom modelu izgaranja u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 1174

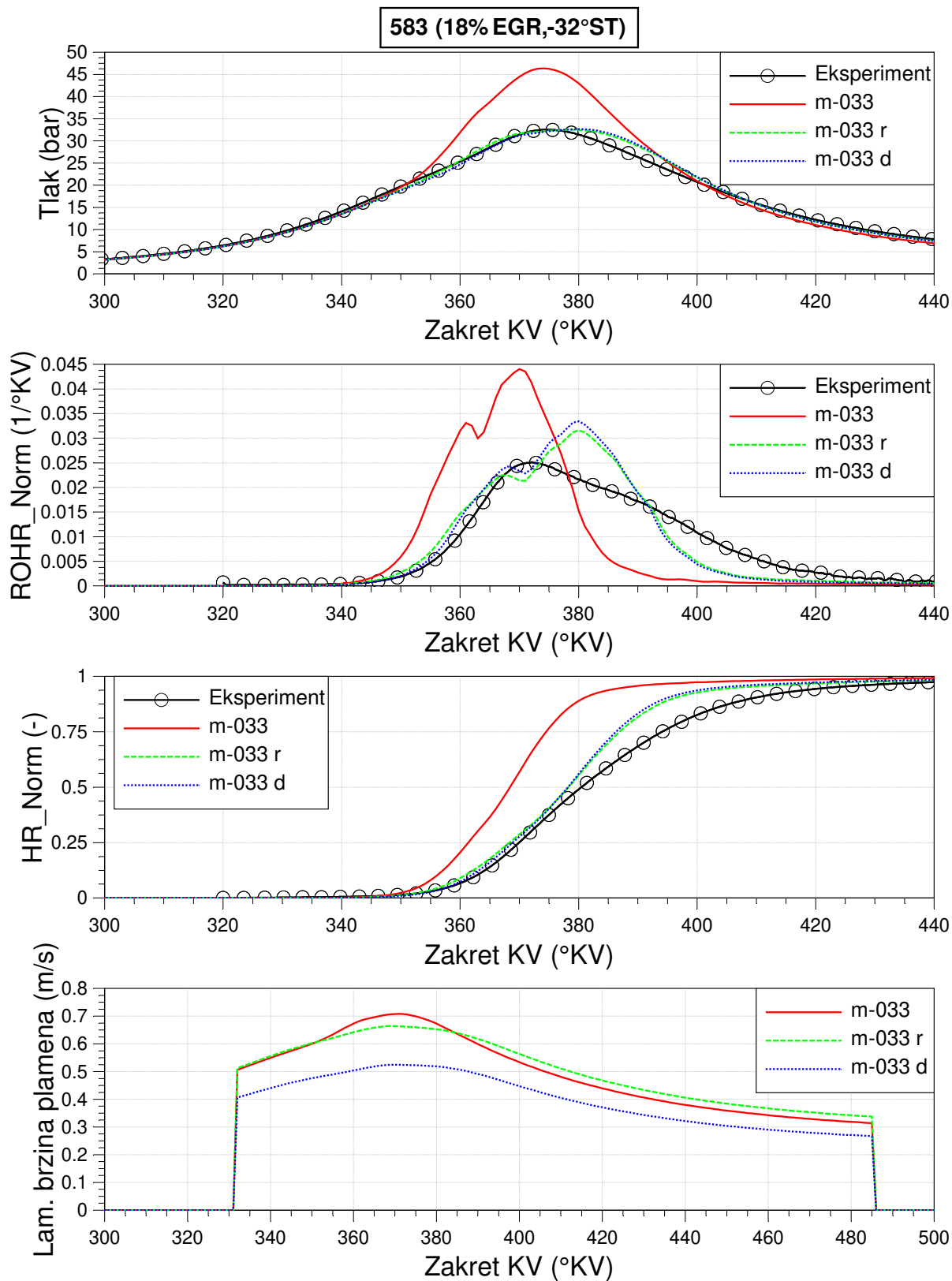
Prilog B



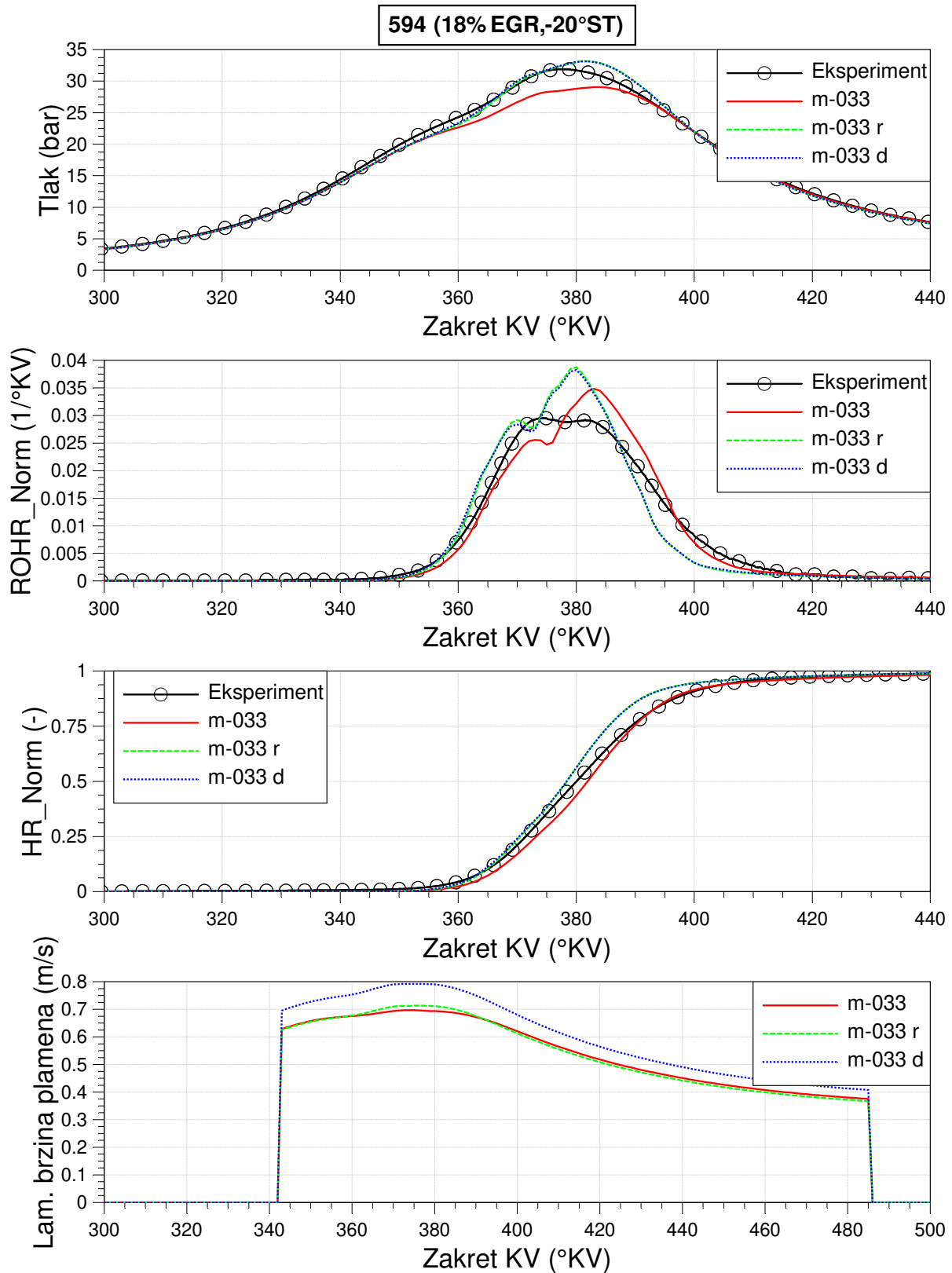
Slika B.1 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 567



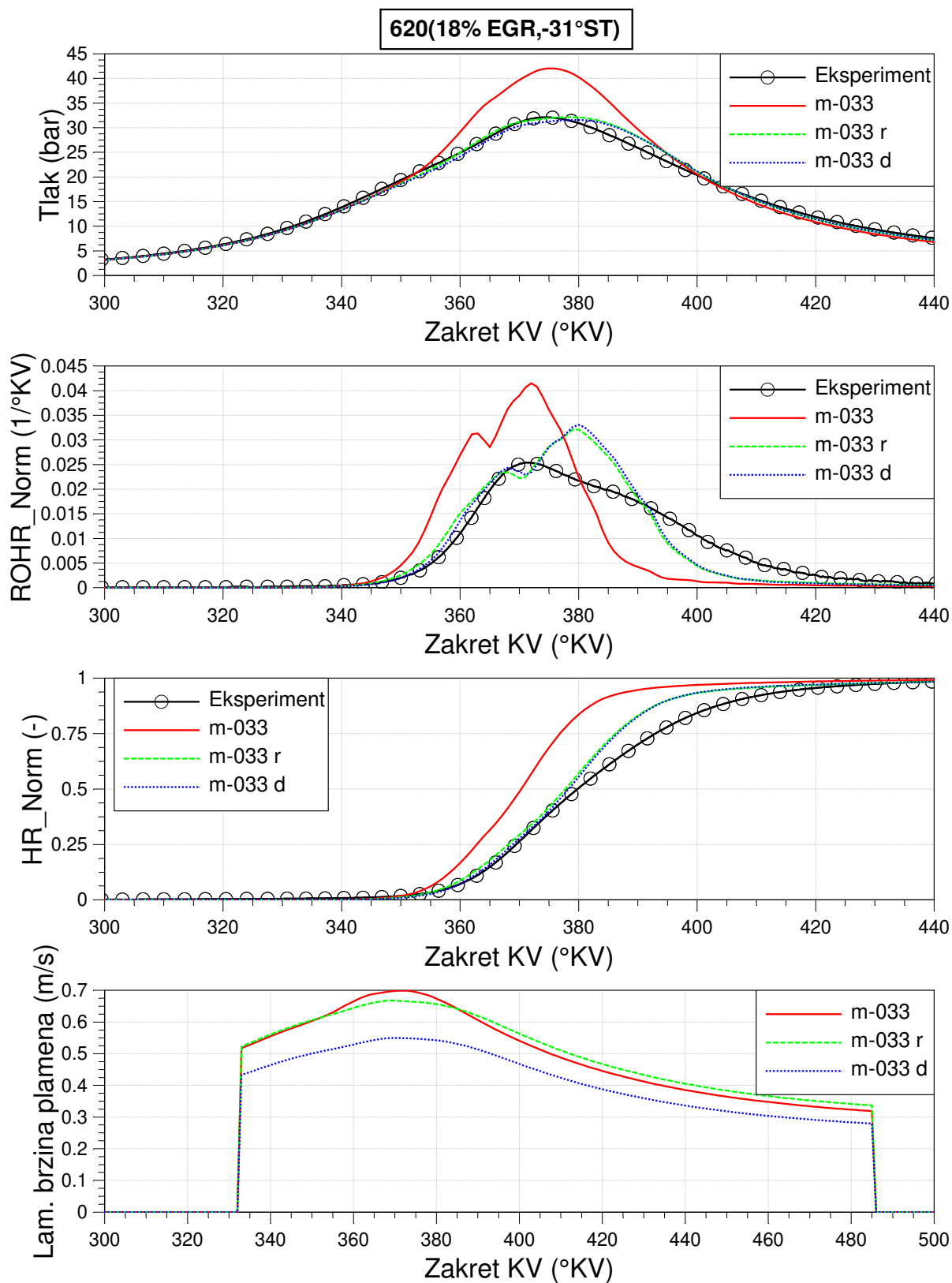
Slika B.2 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 569



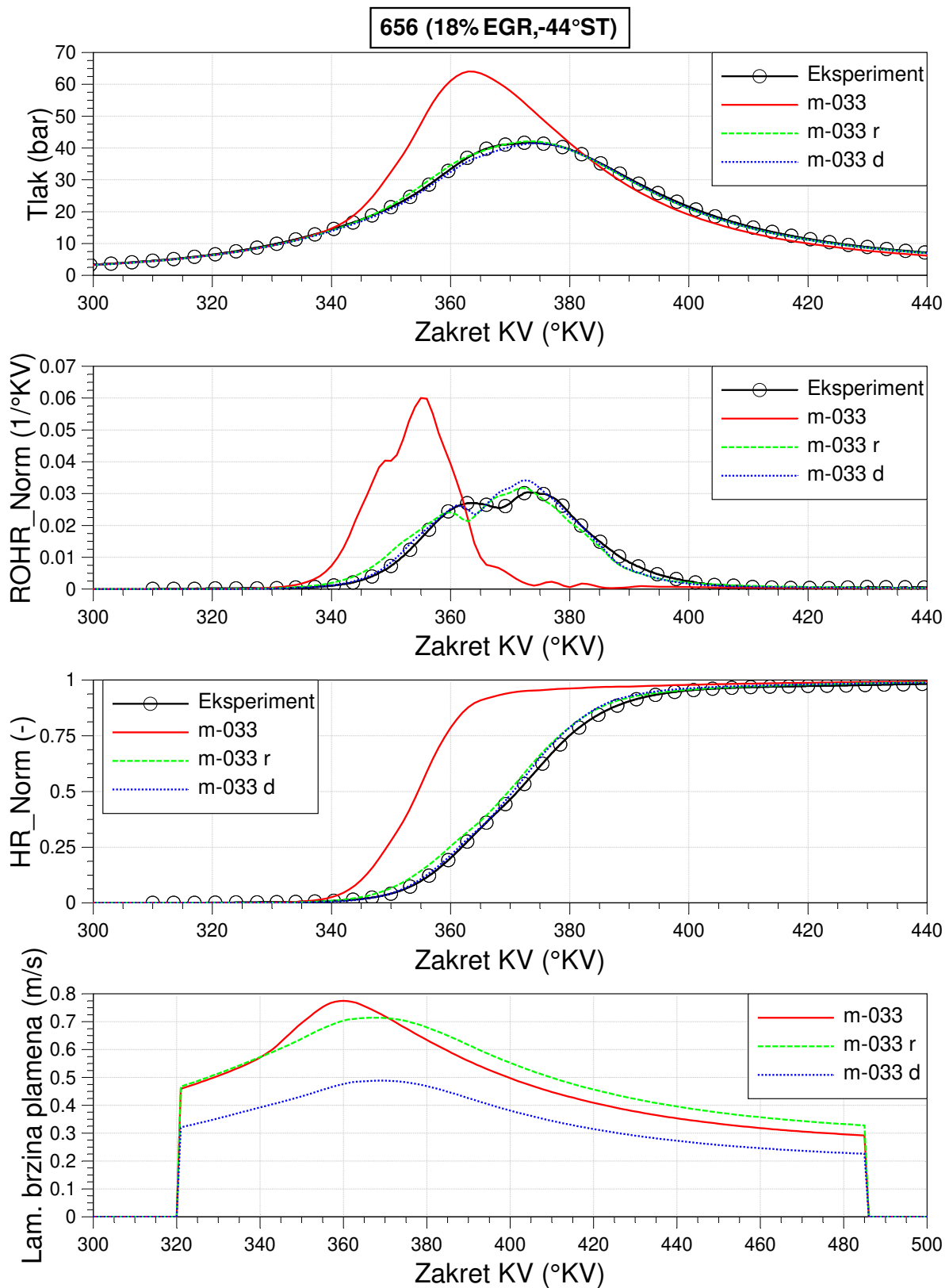
Slika B.3 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 583



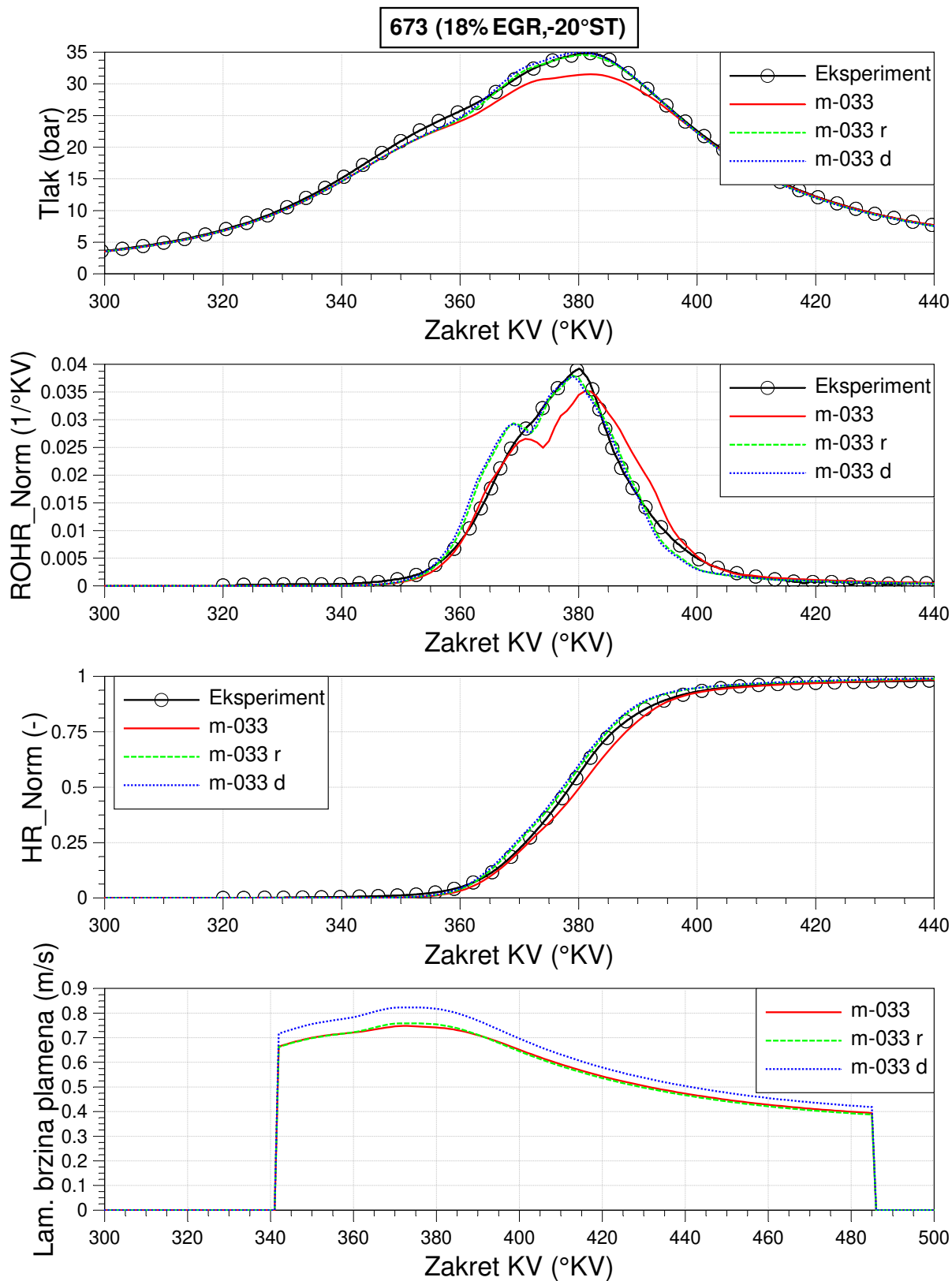
Slika B.4 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 594



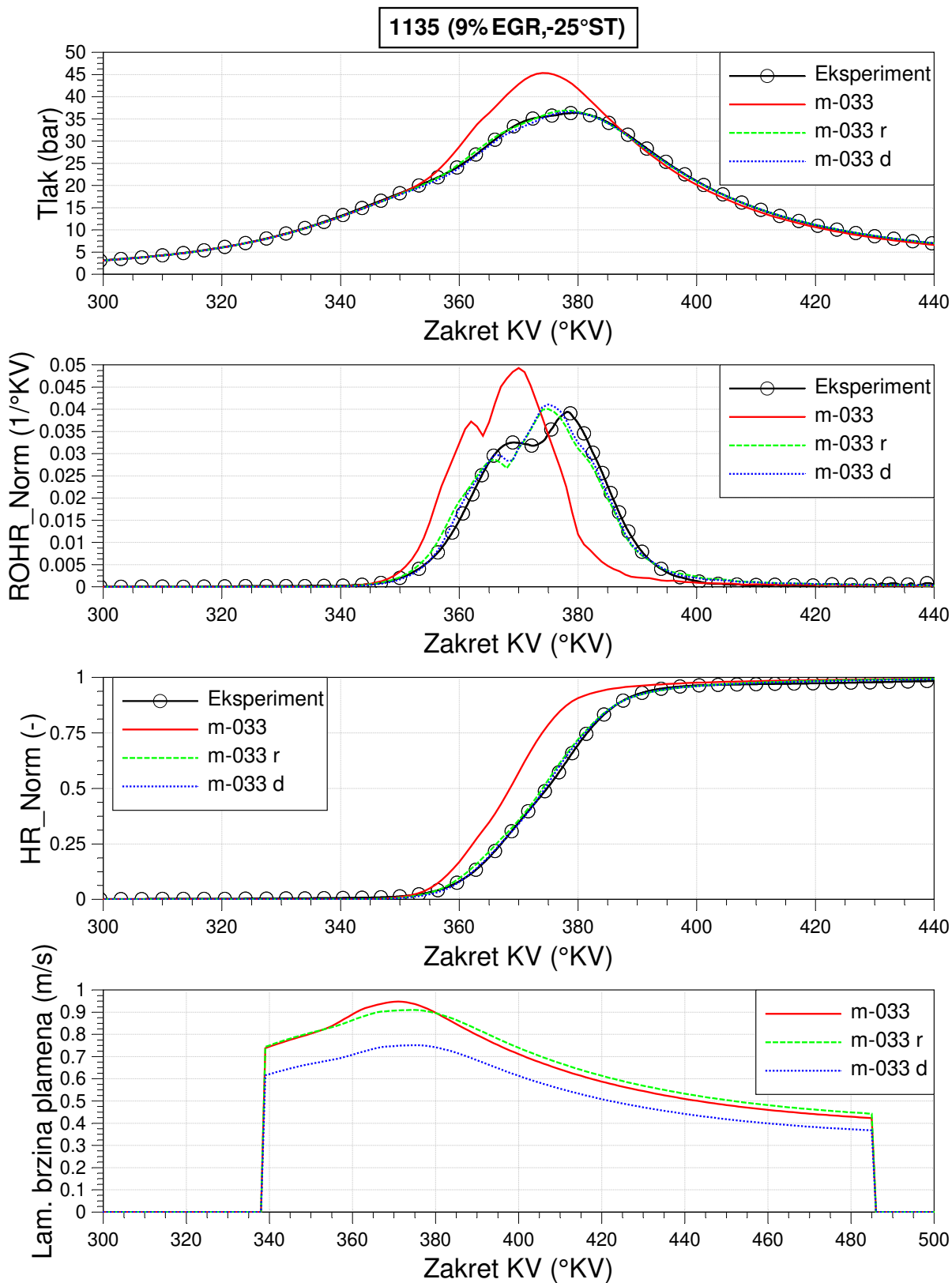
Slika B.5 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 620



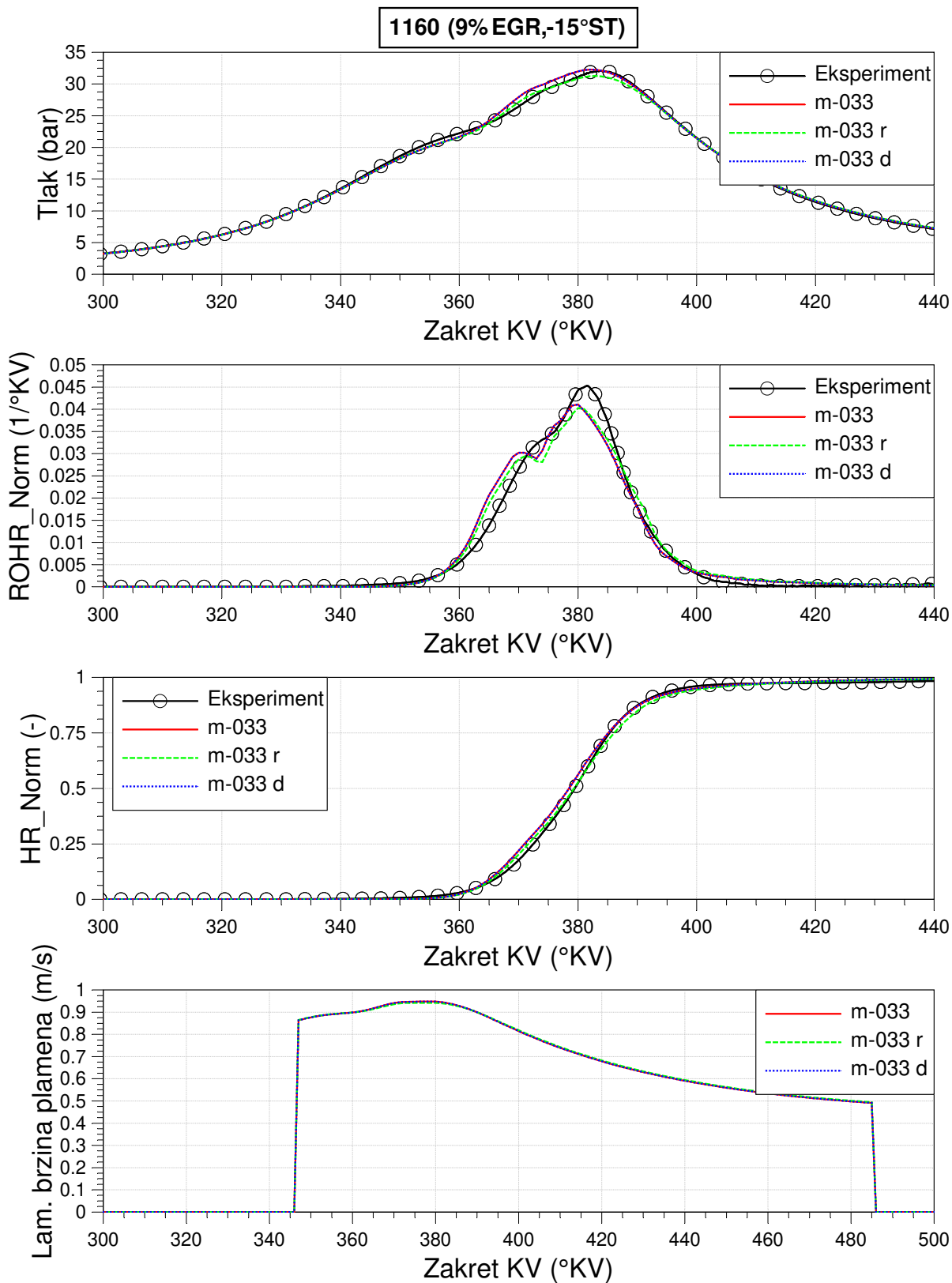
Slika B.6 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 656



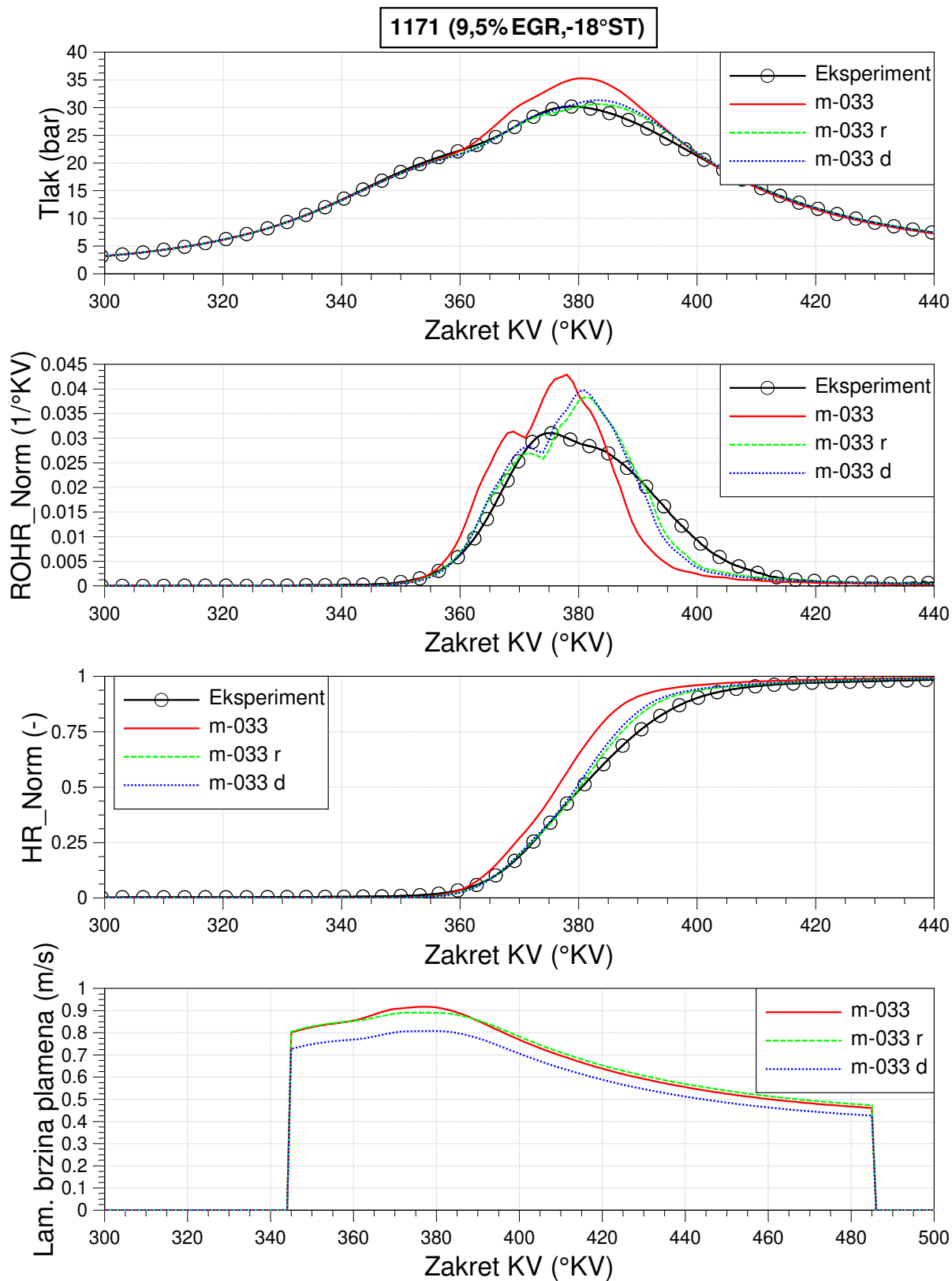
Slika B.7 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 673



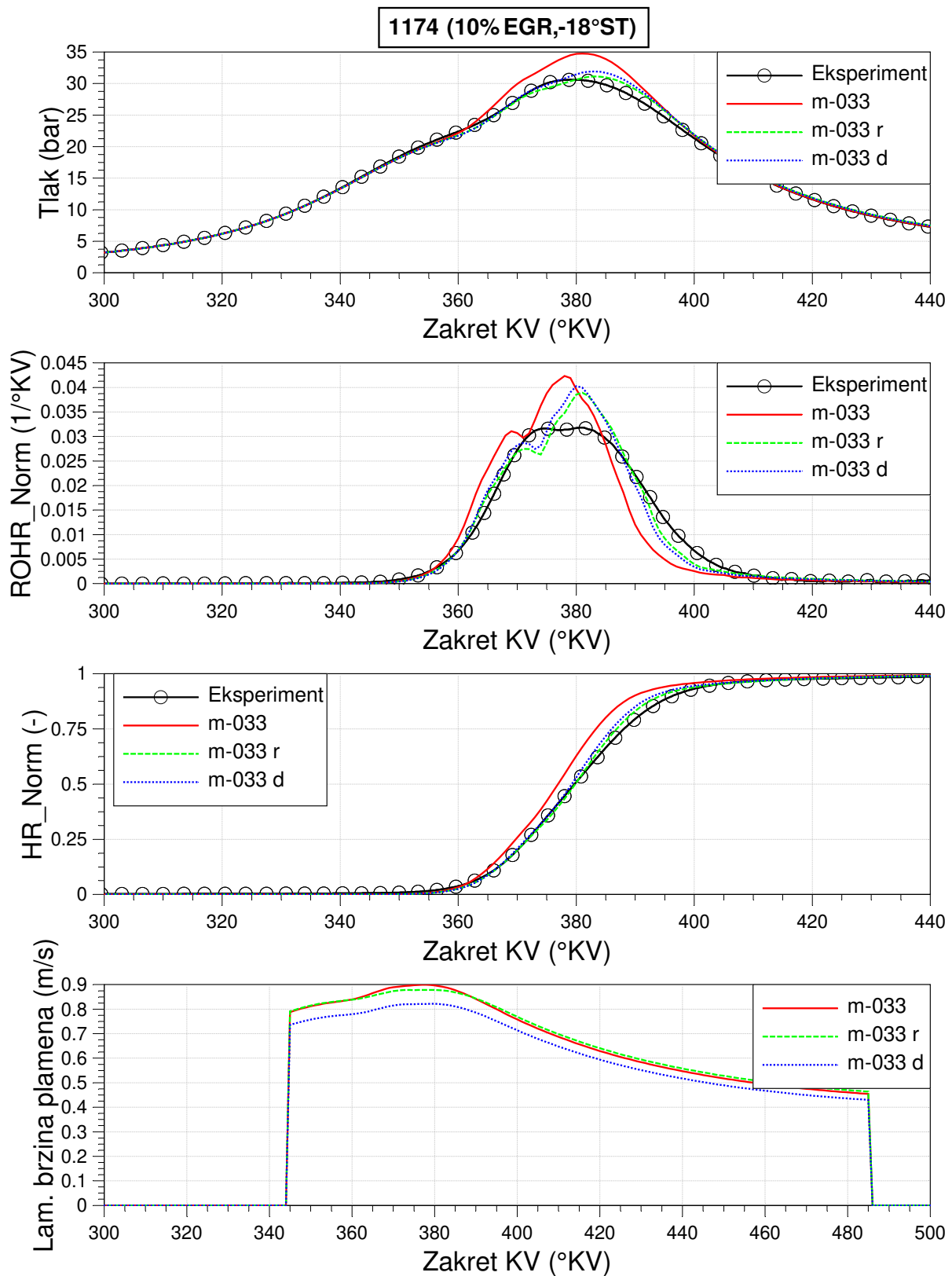
Slika B.8 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 1135



Slika B.9 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 1160

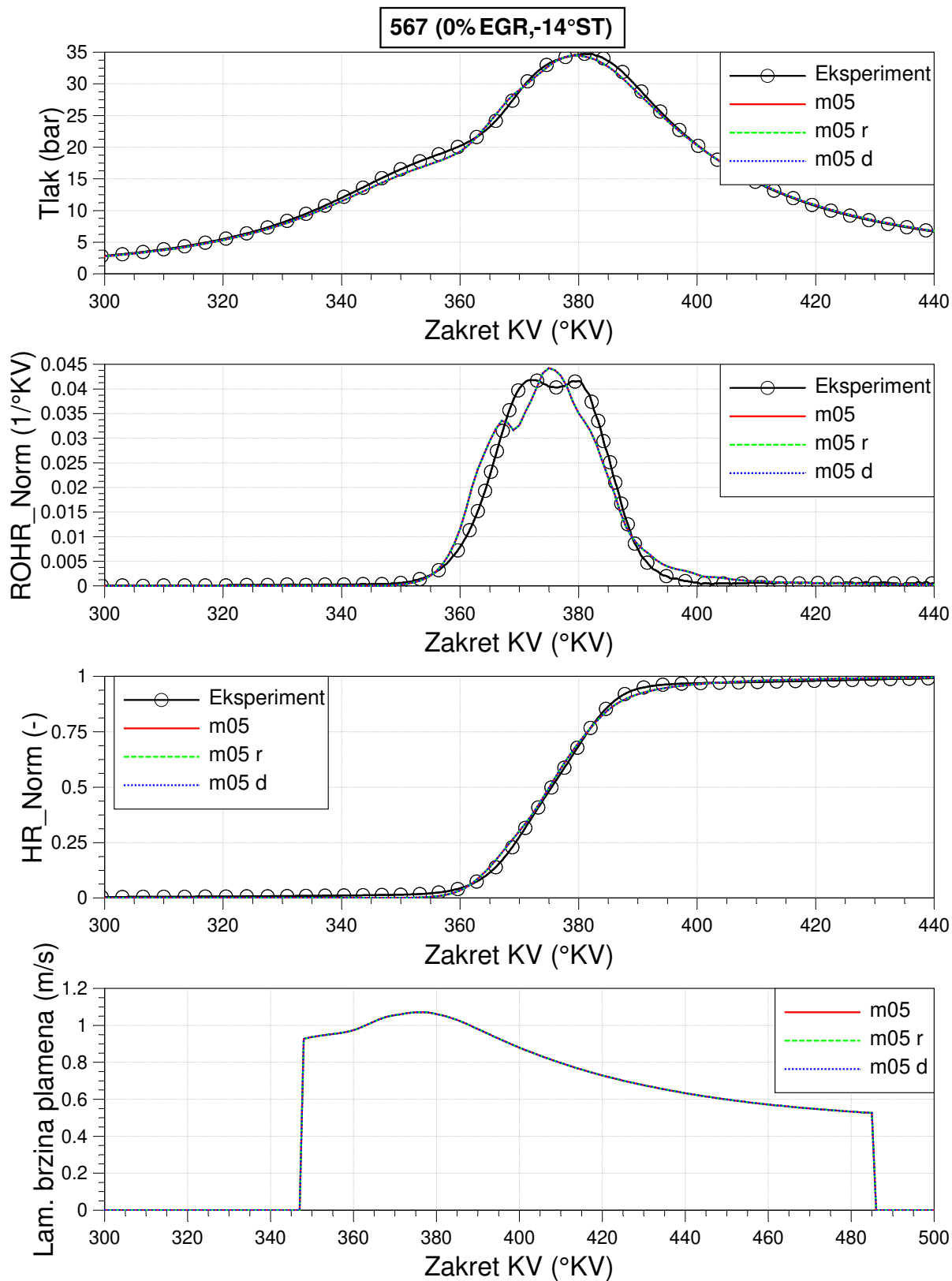


Slika B.10 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 1171

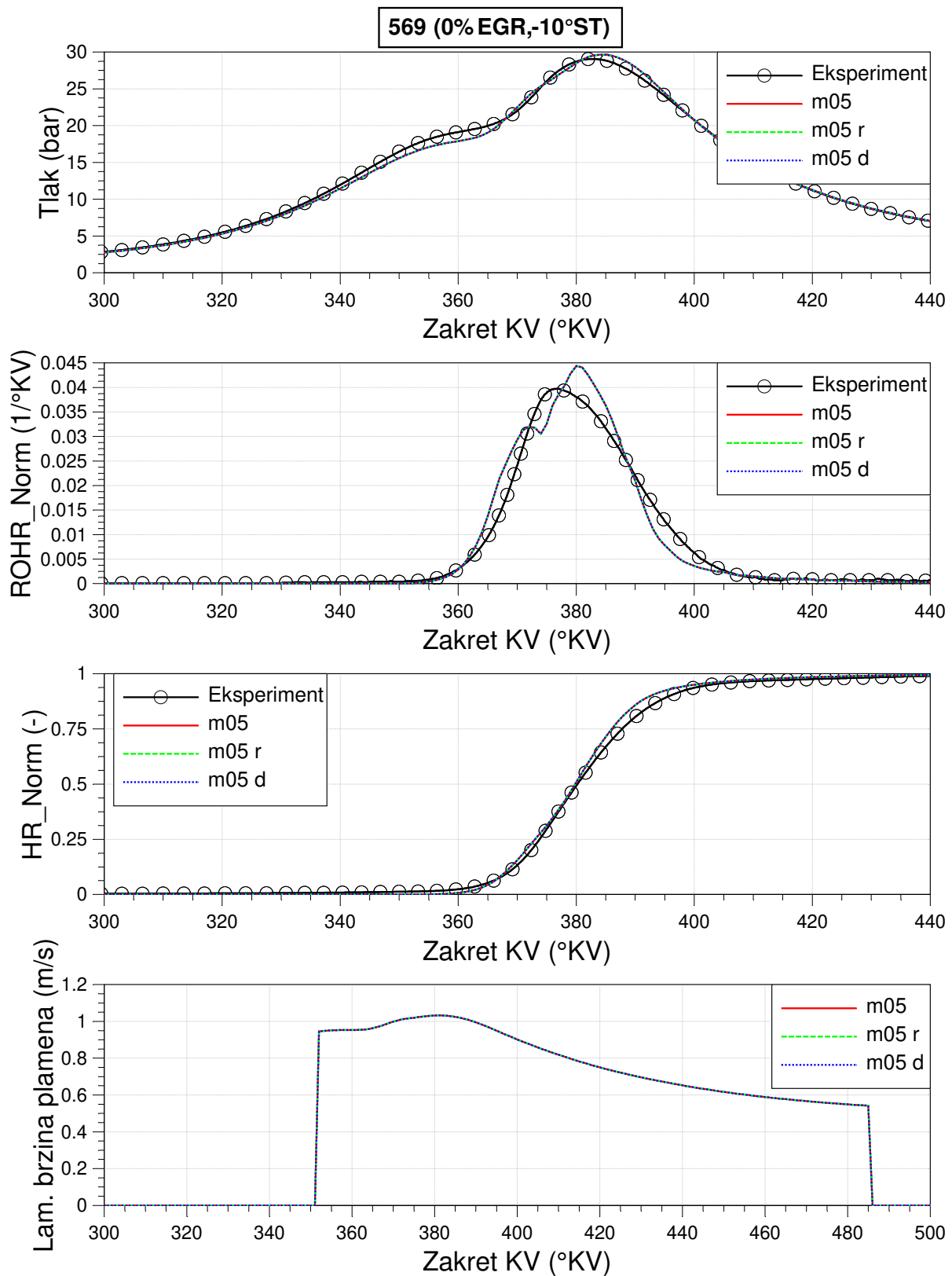


Slika B.11 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 1174

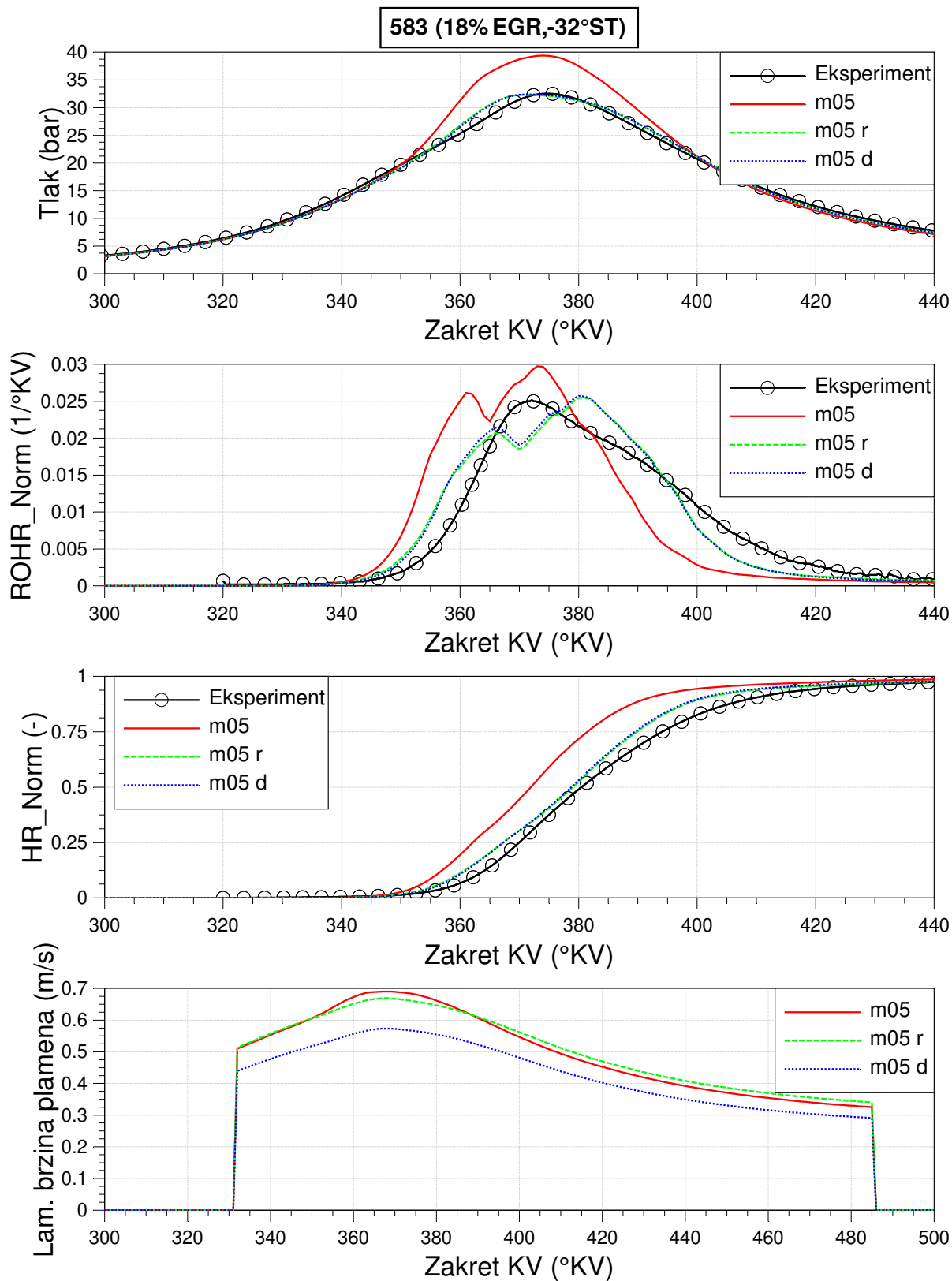
Prilog C



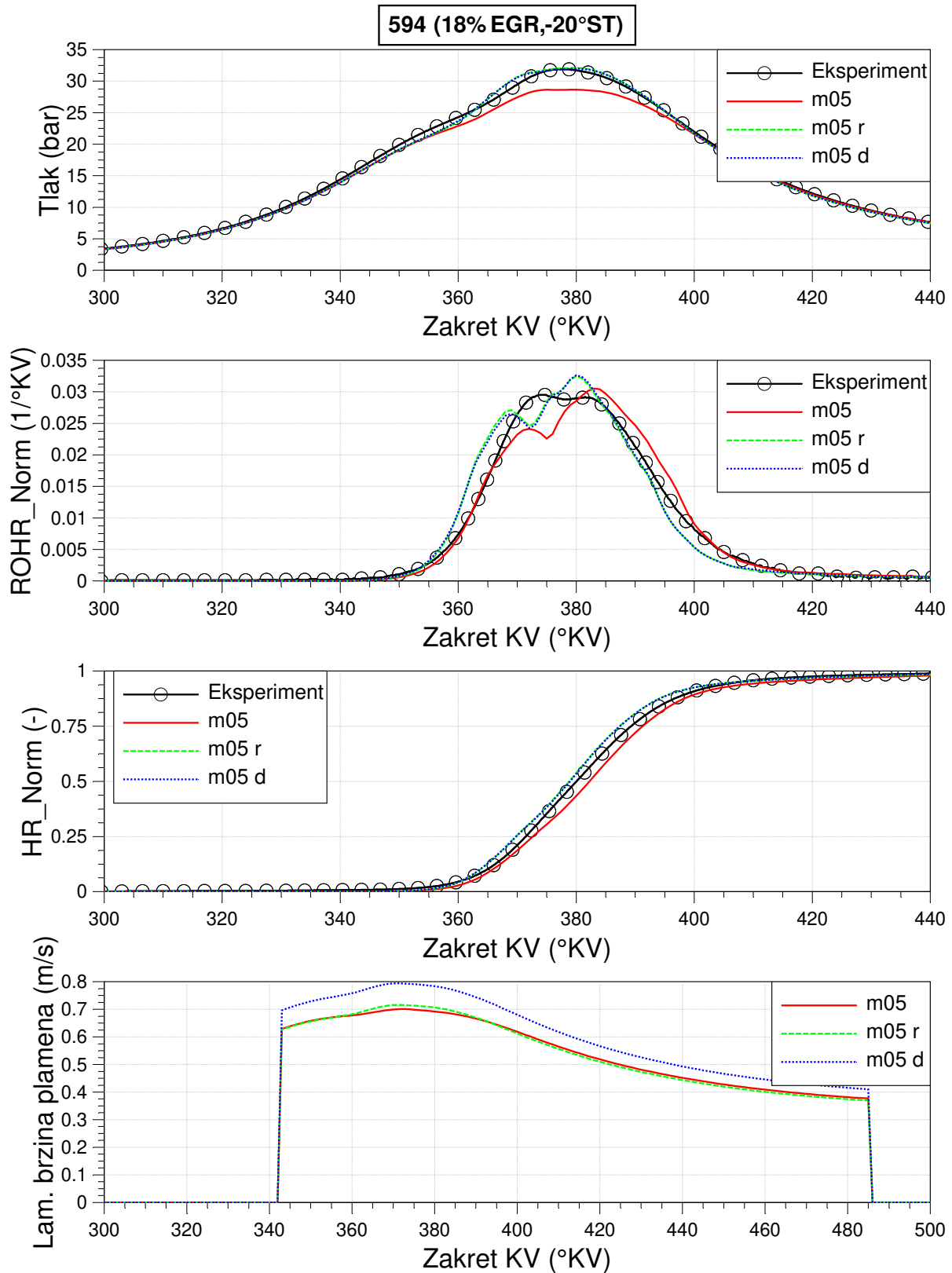
Slika C.1 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m05* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 567



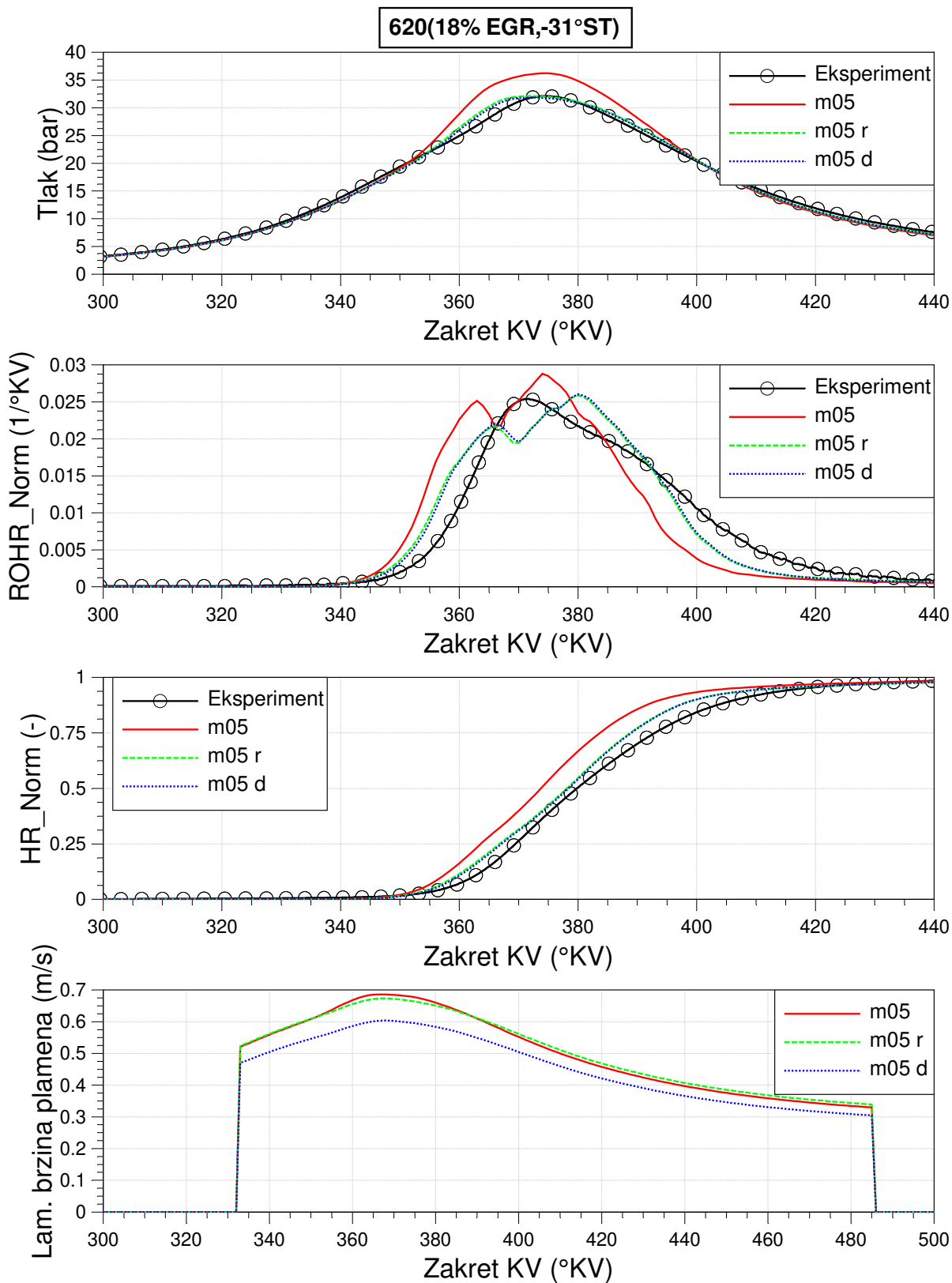
Slika C.2 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m05* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 569



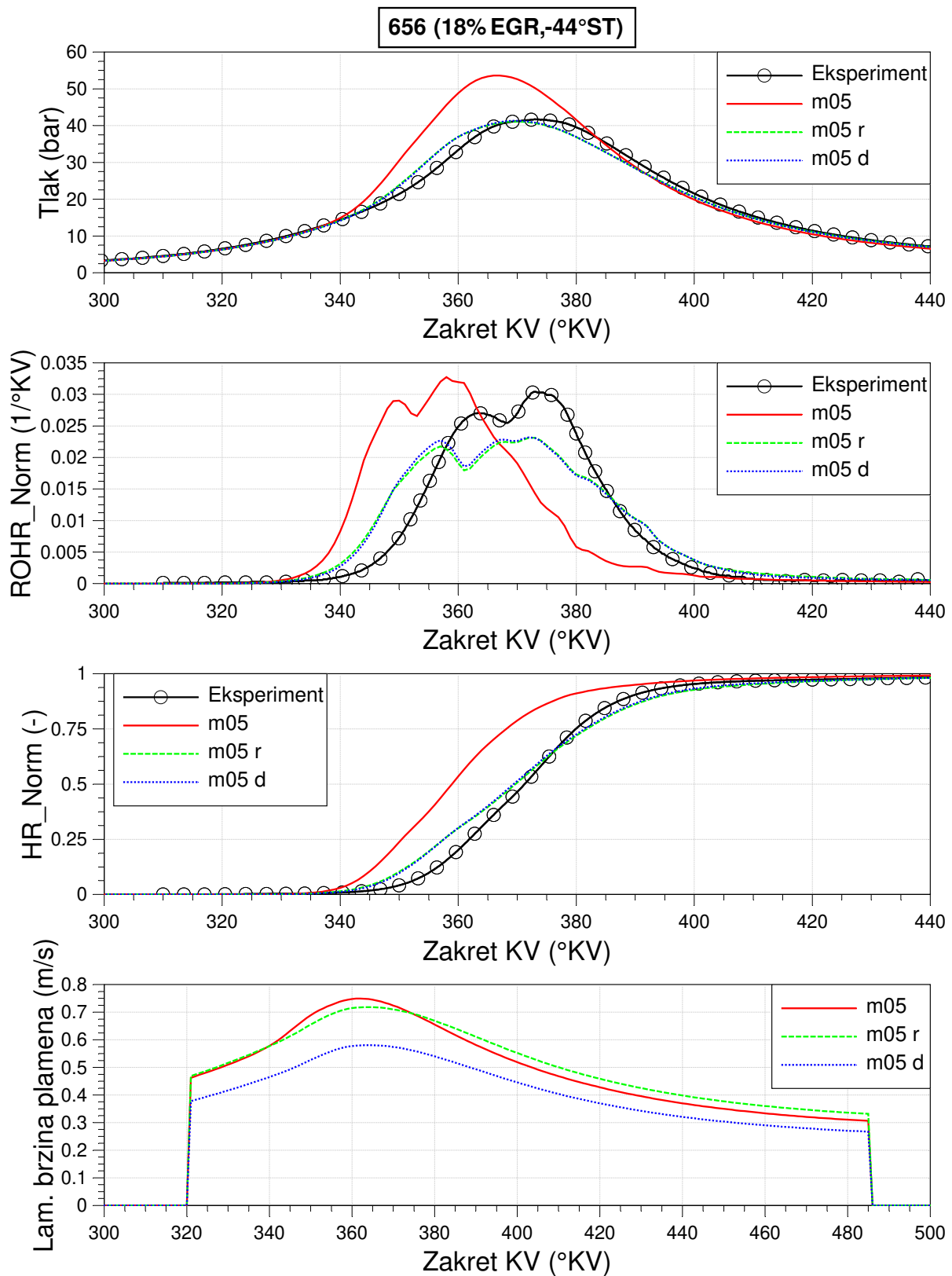
Slika C.3 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m05* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 583



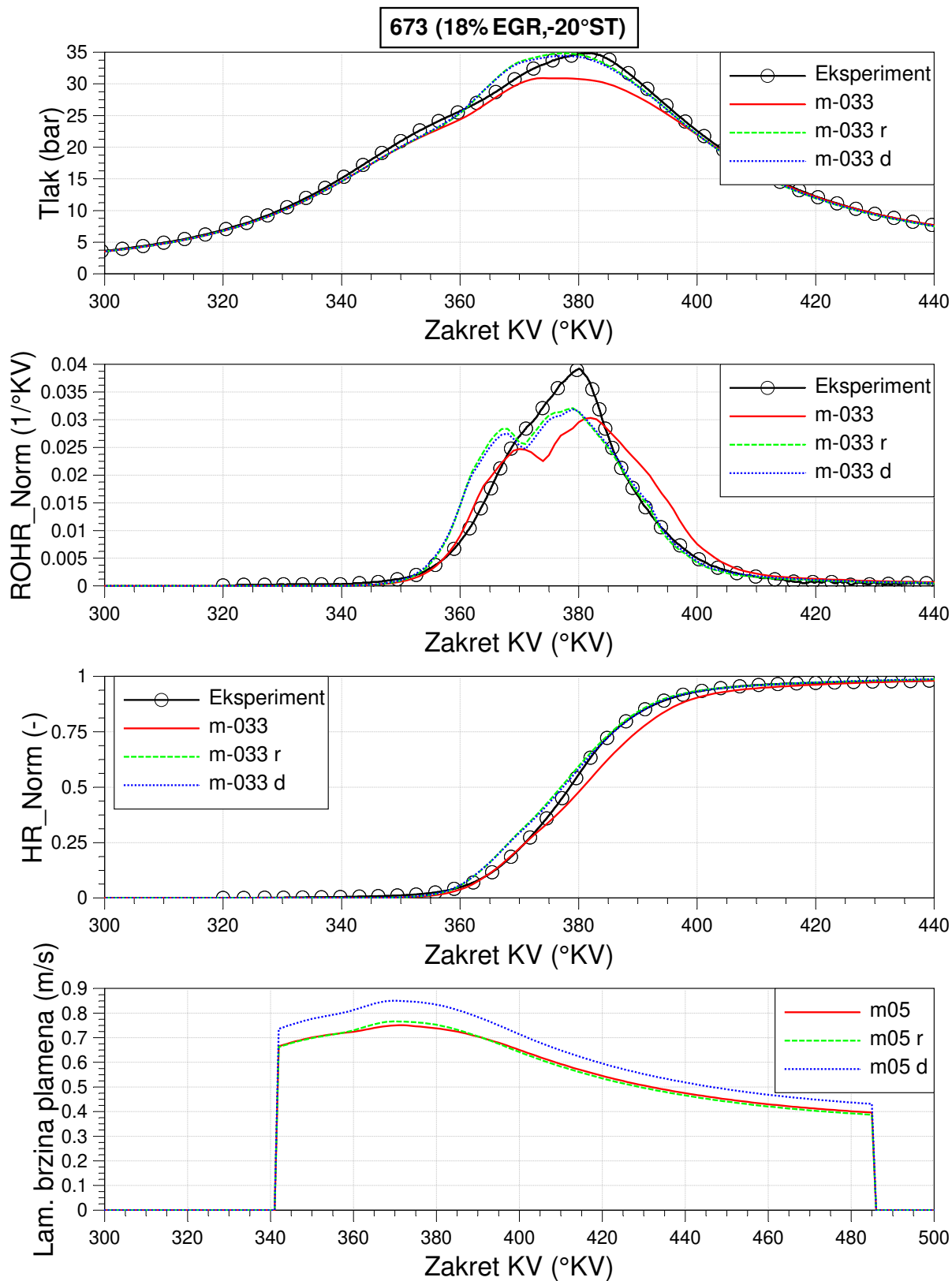
Slika C.4 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m05* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 594



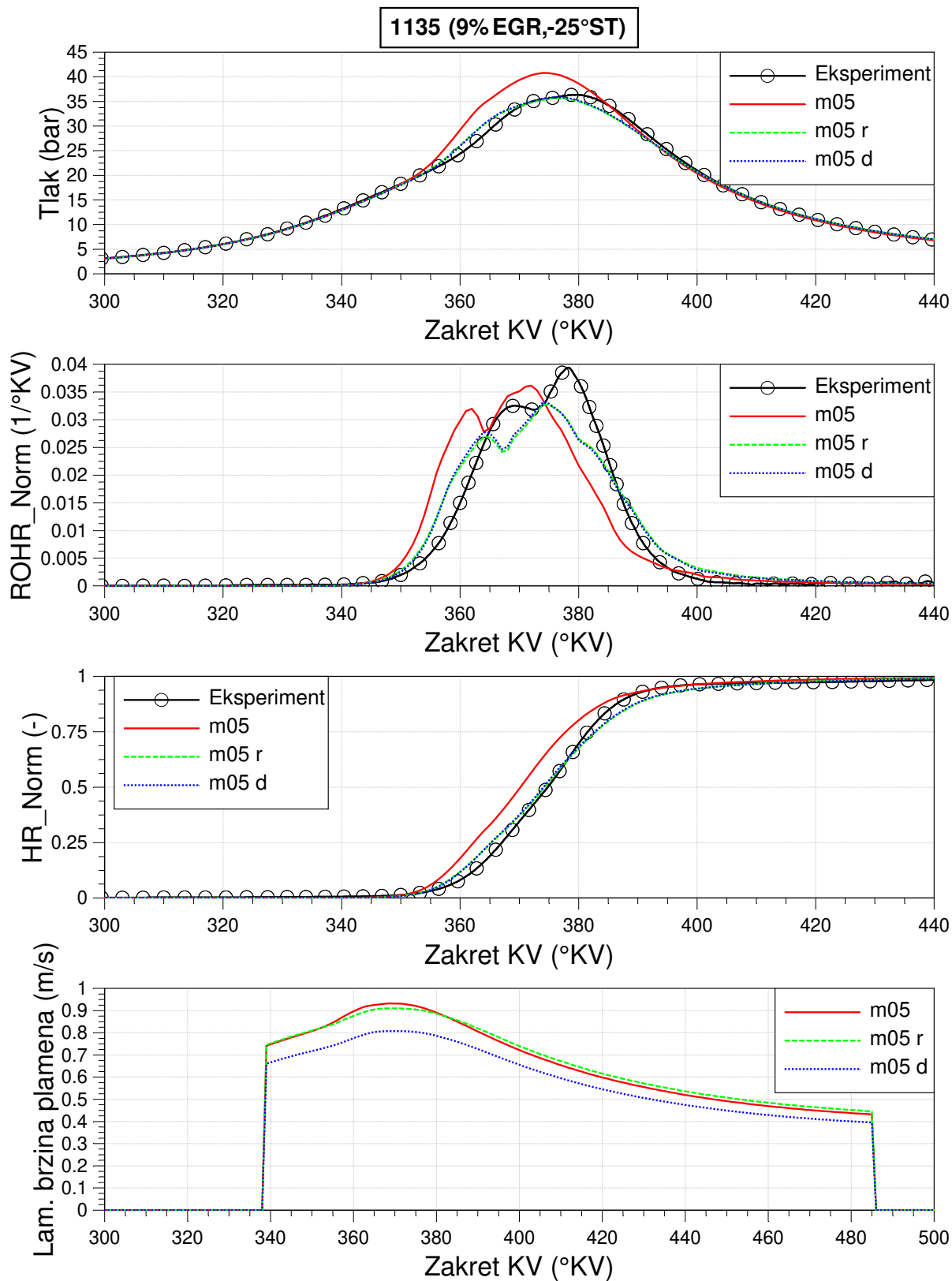
Slika C.5 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s m05 u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 620



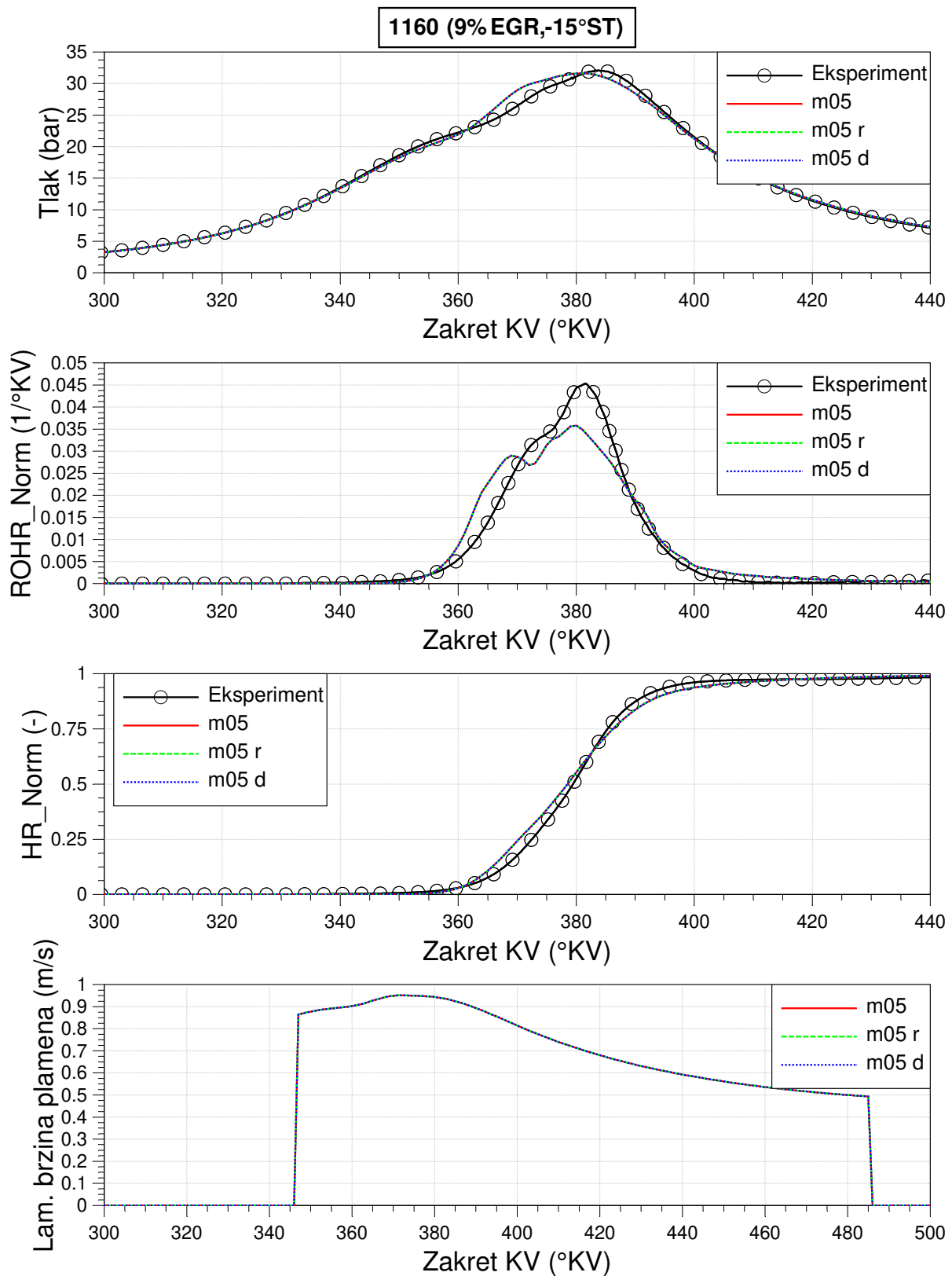
Slika C.6 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m05* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 656



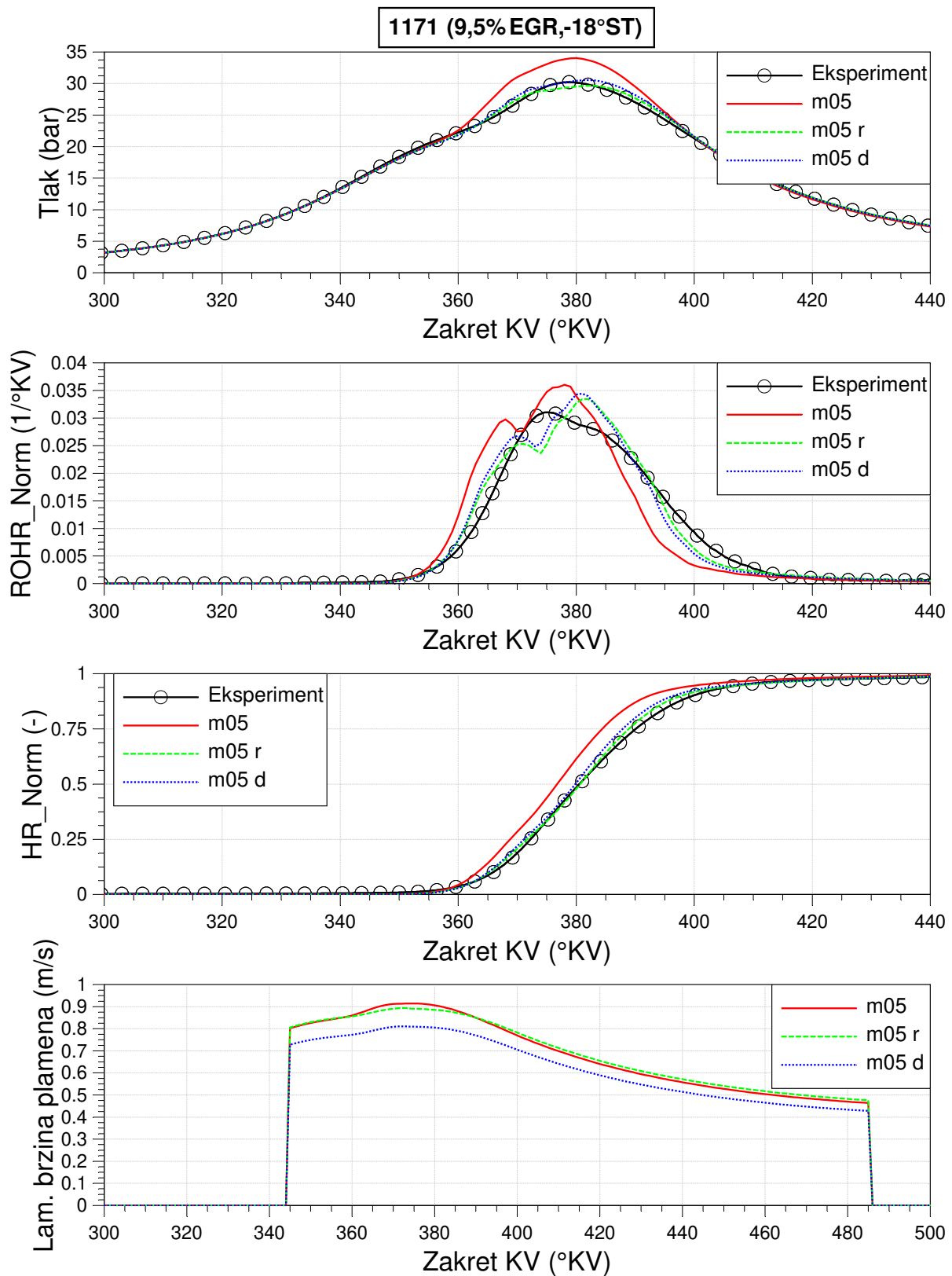
Slika C.7 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m05* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 673



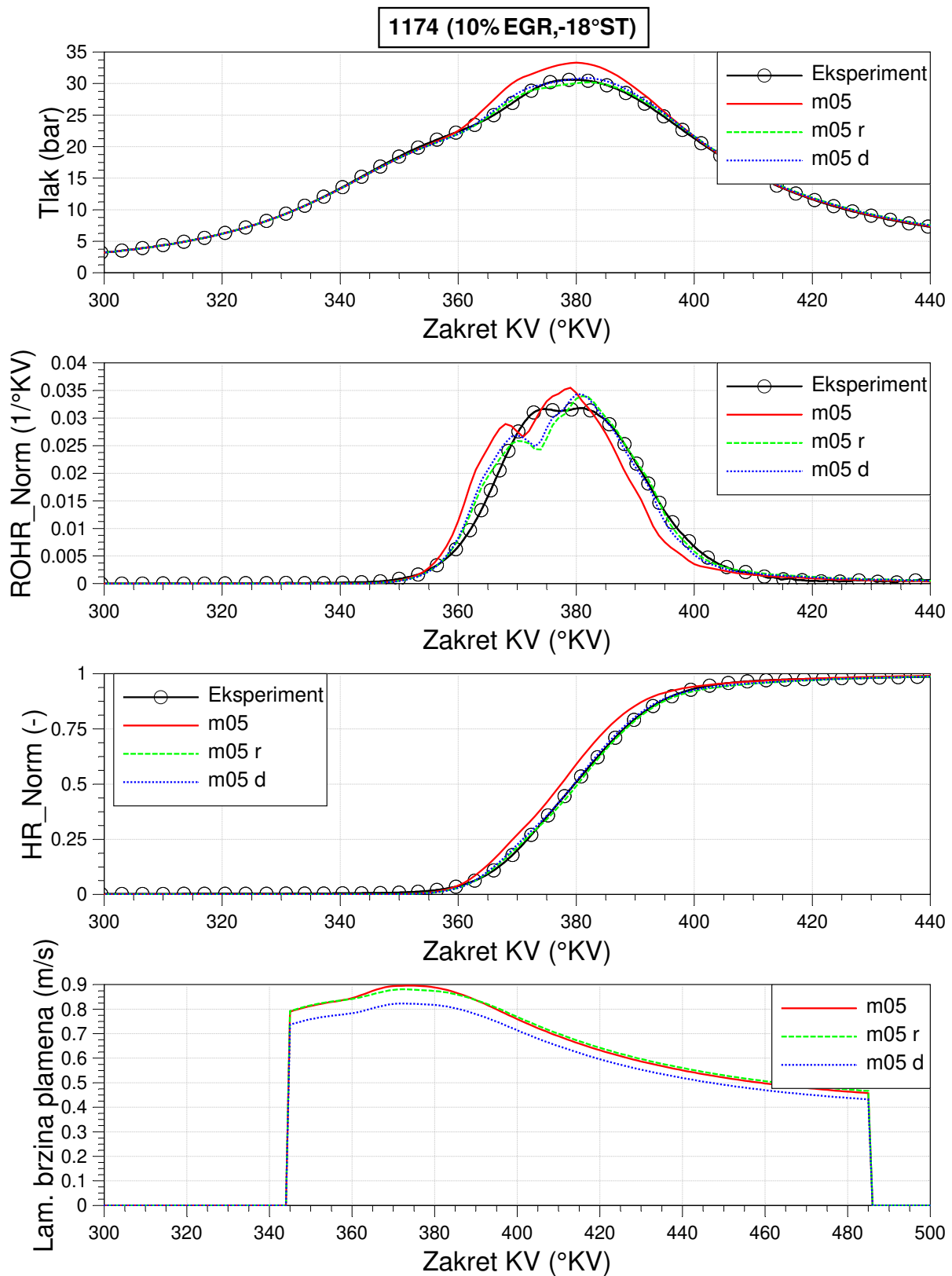
Slika C.8 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m05* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 1135



Slika C.9 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m05* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 1160

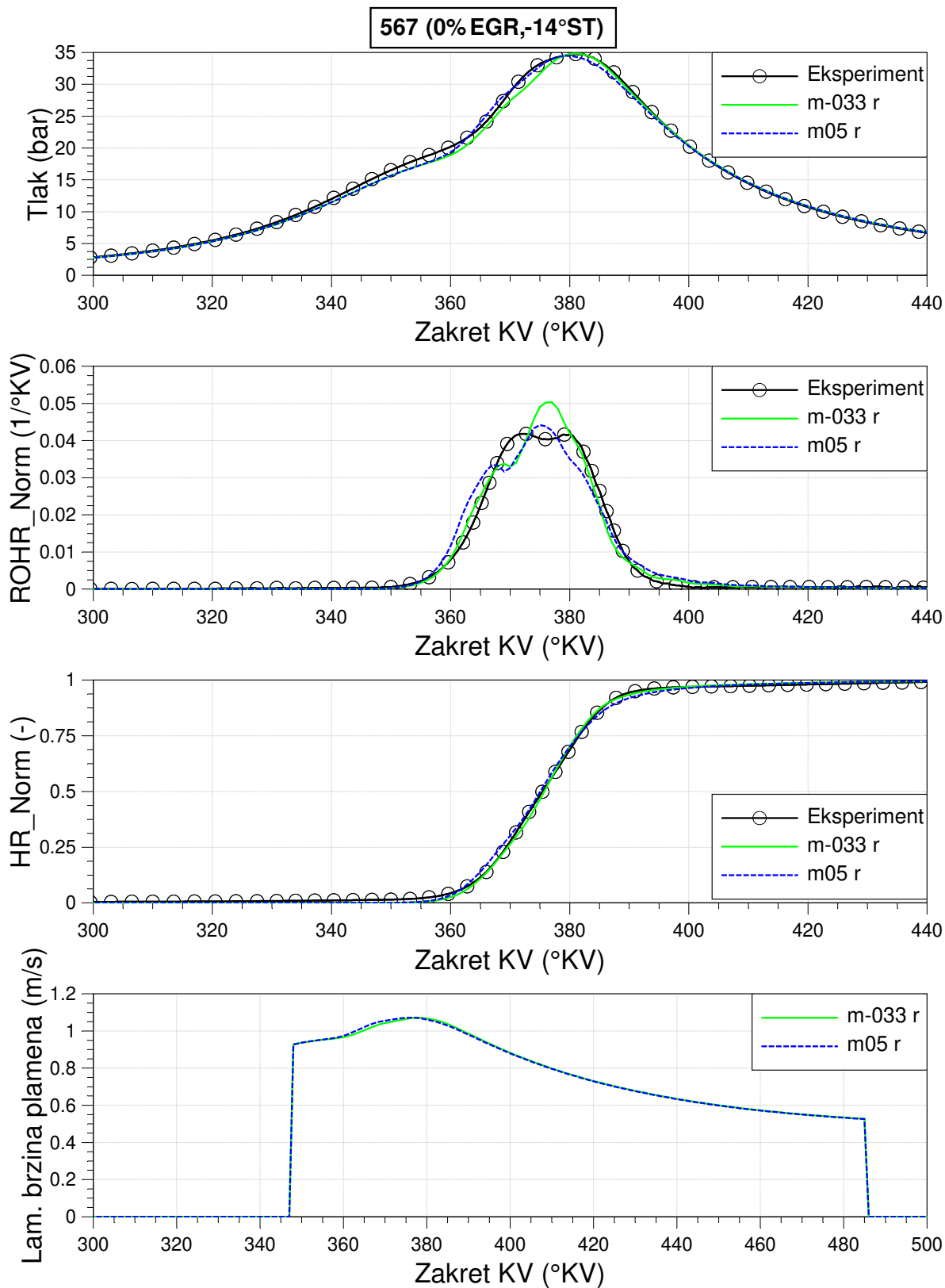


Slika C.10 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m05* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 1171

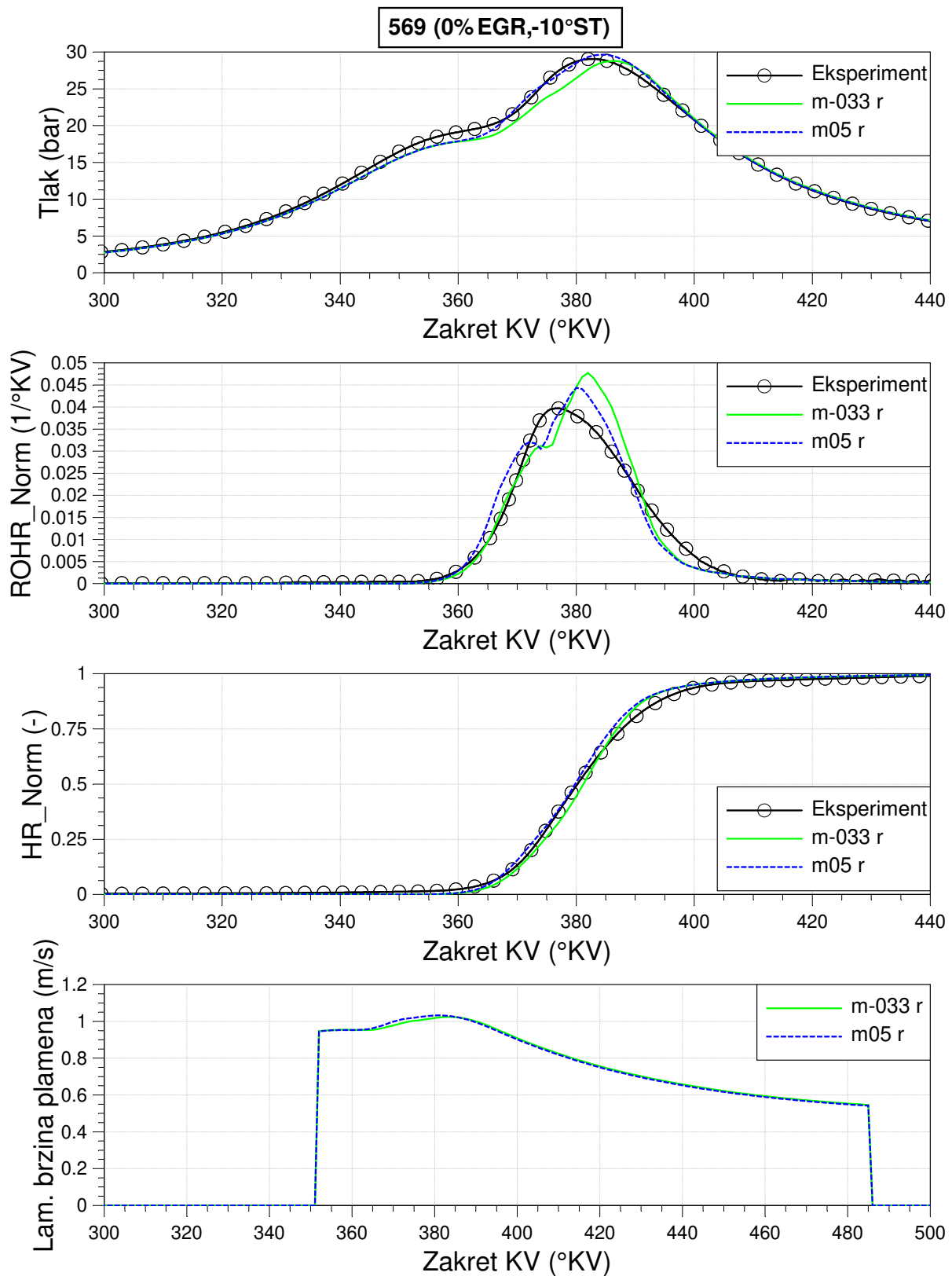


Slika C.11 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m05* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 1174

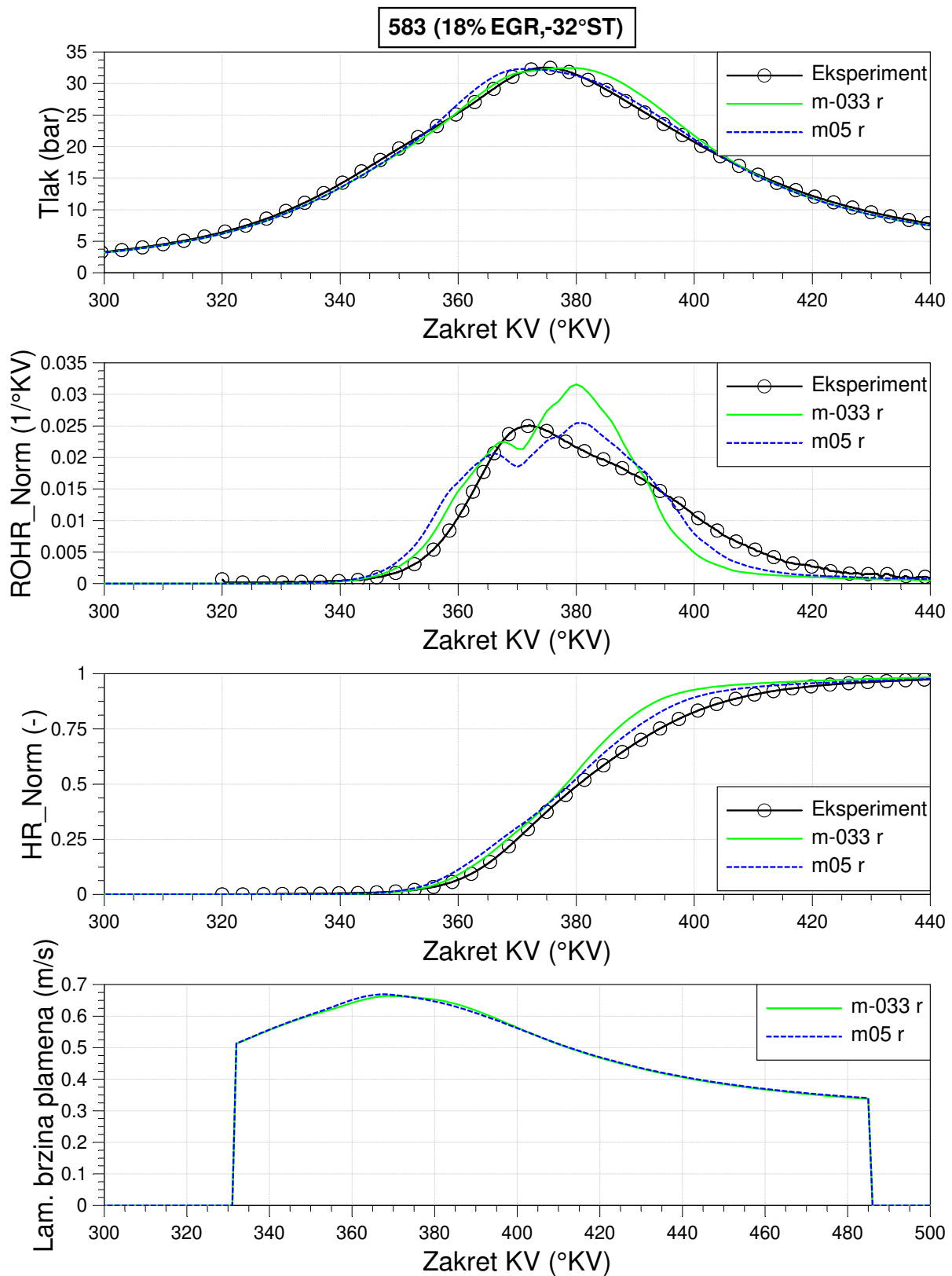
Prilog D



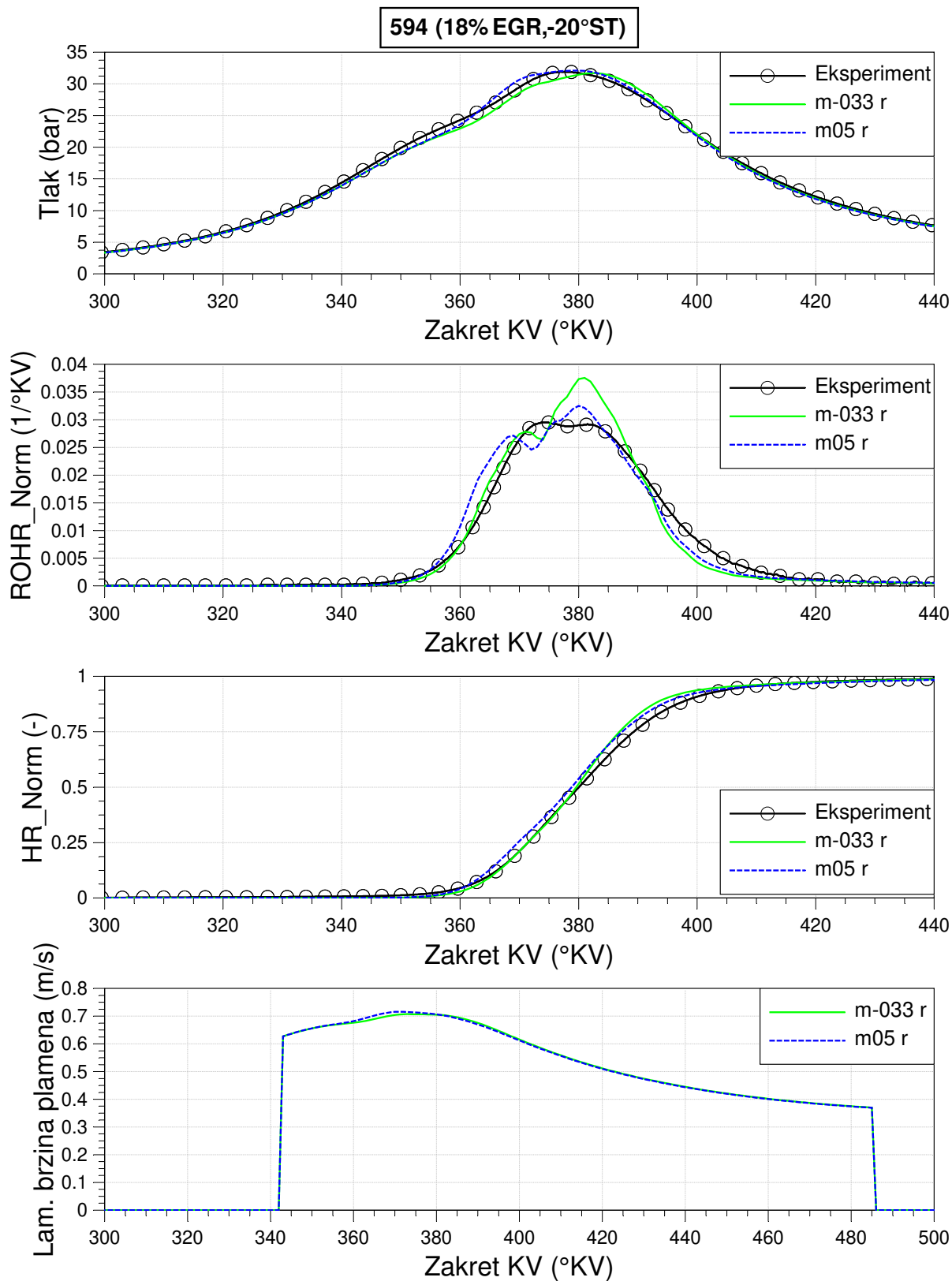
Slika D.1 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033 r* i *m05 r* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 567



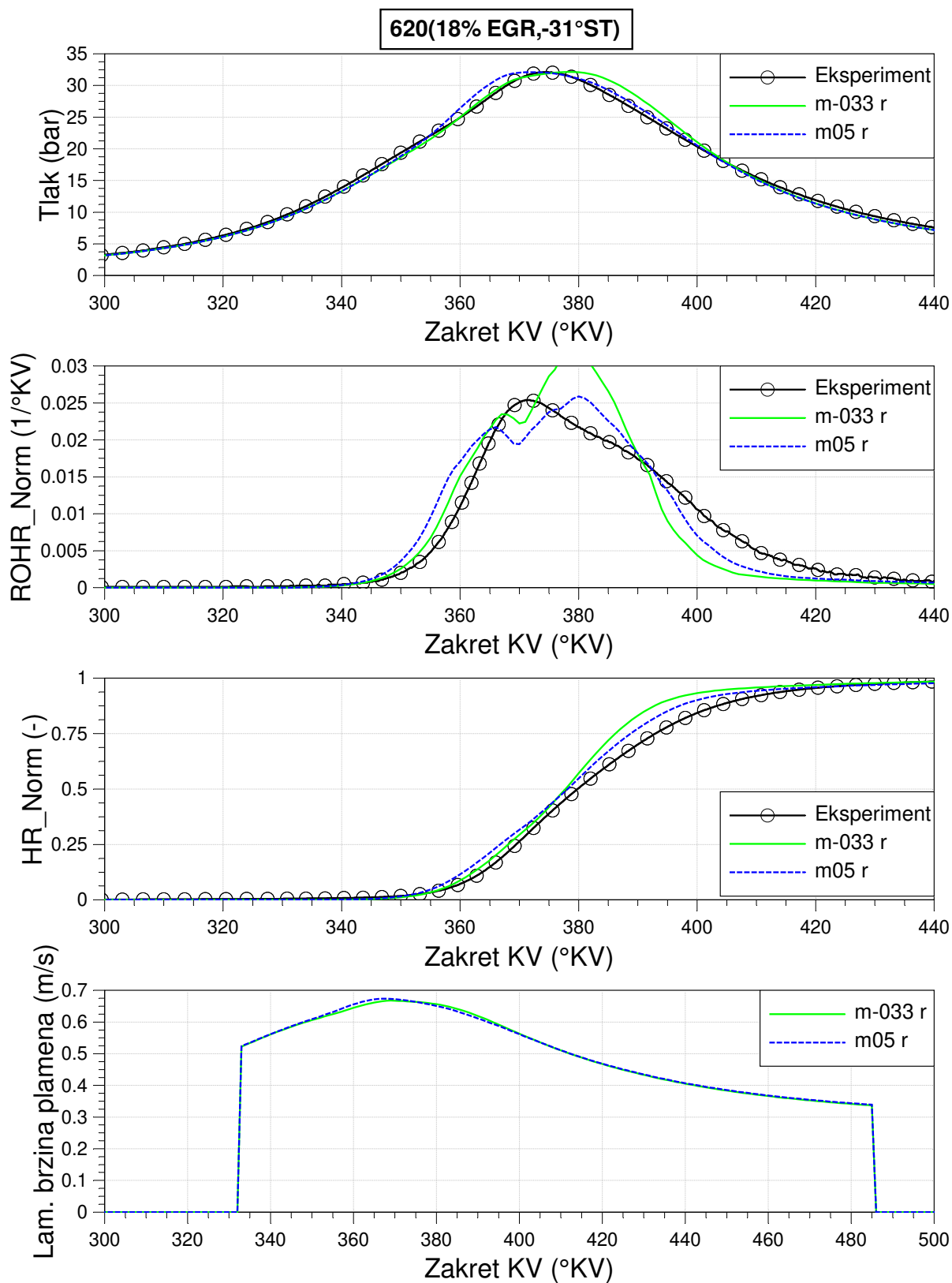
Slika D.2 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033 r* i *m05 r* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 569



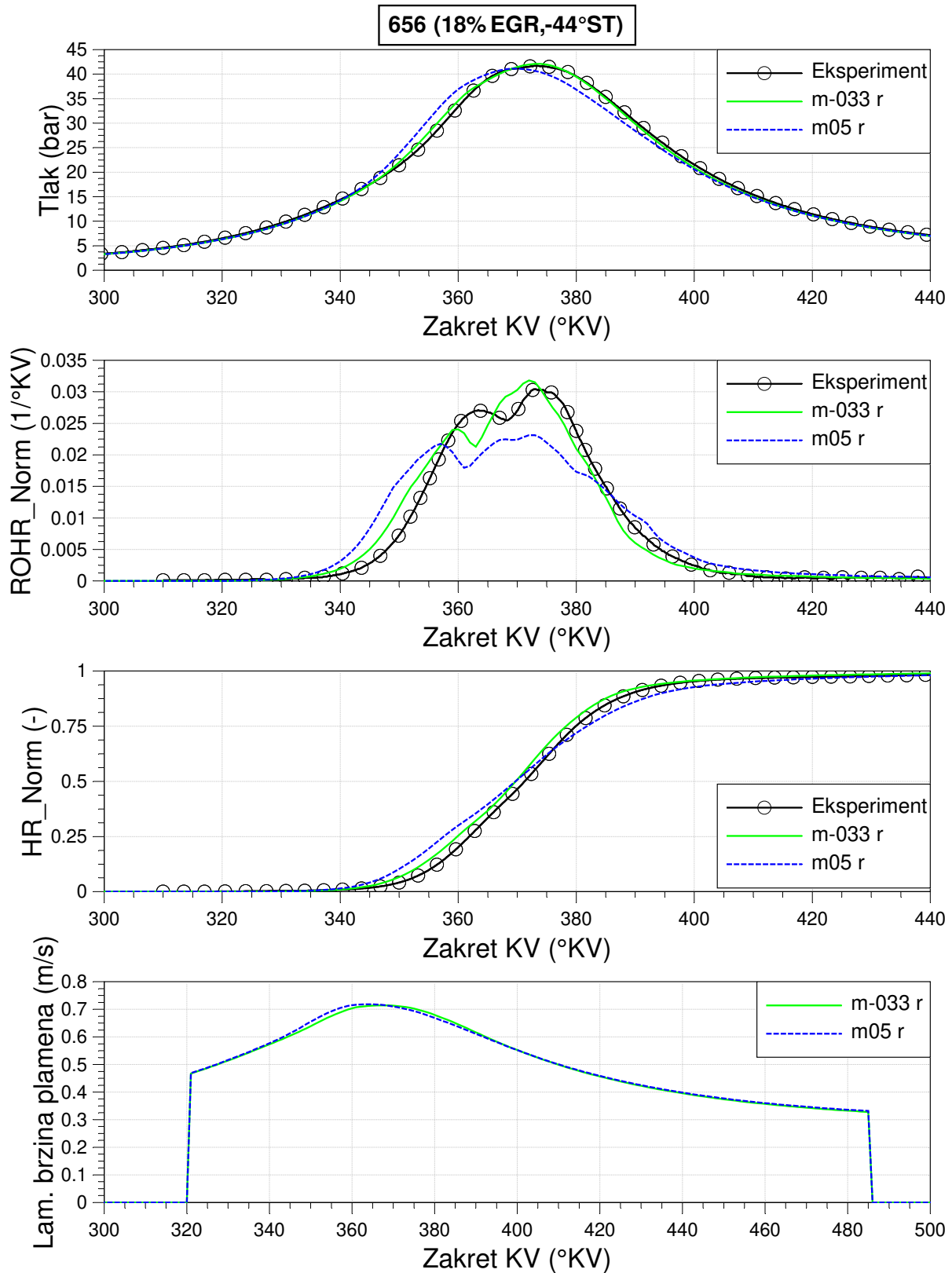
Slika D.3 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033 r* i *m05 r* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 583



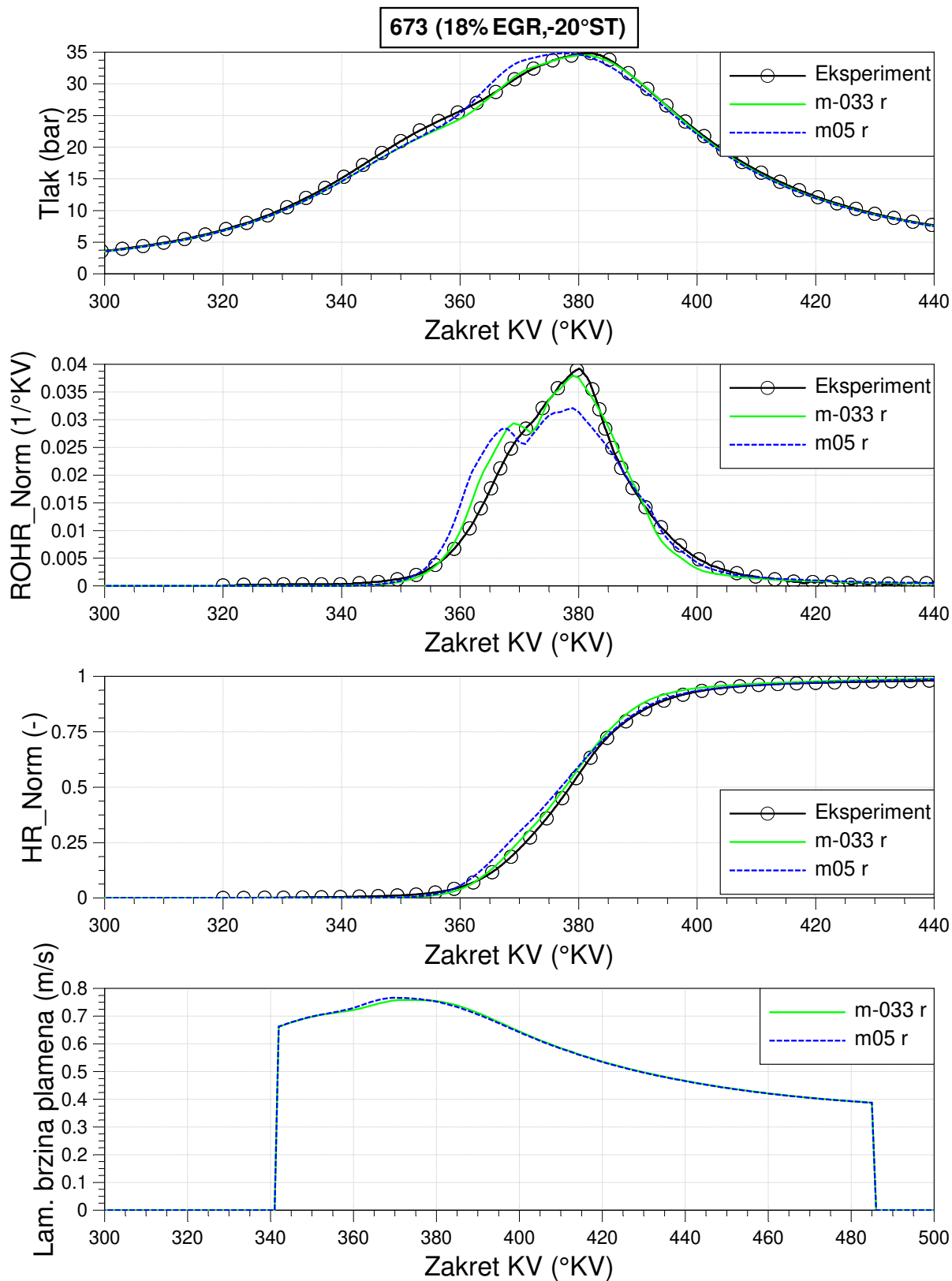
Slika D.4 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033 r* i *m05 r* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 594



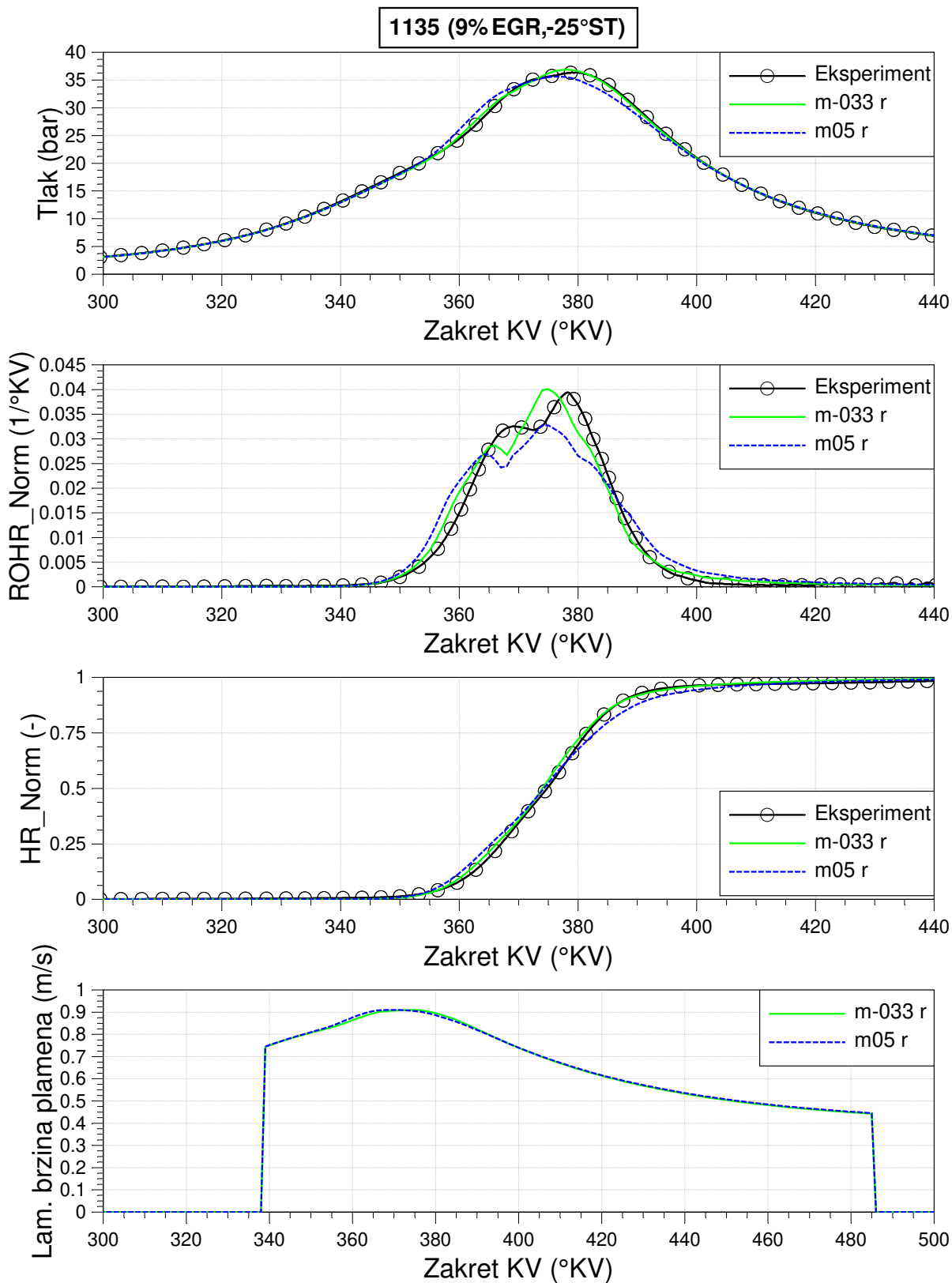
Slika D.5 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033 r* i *m05 r* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 620



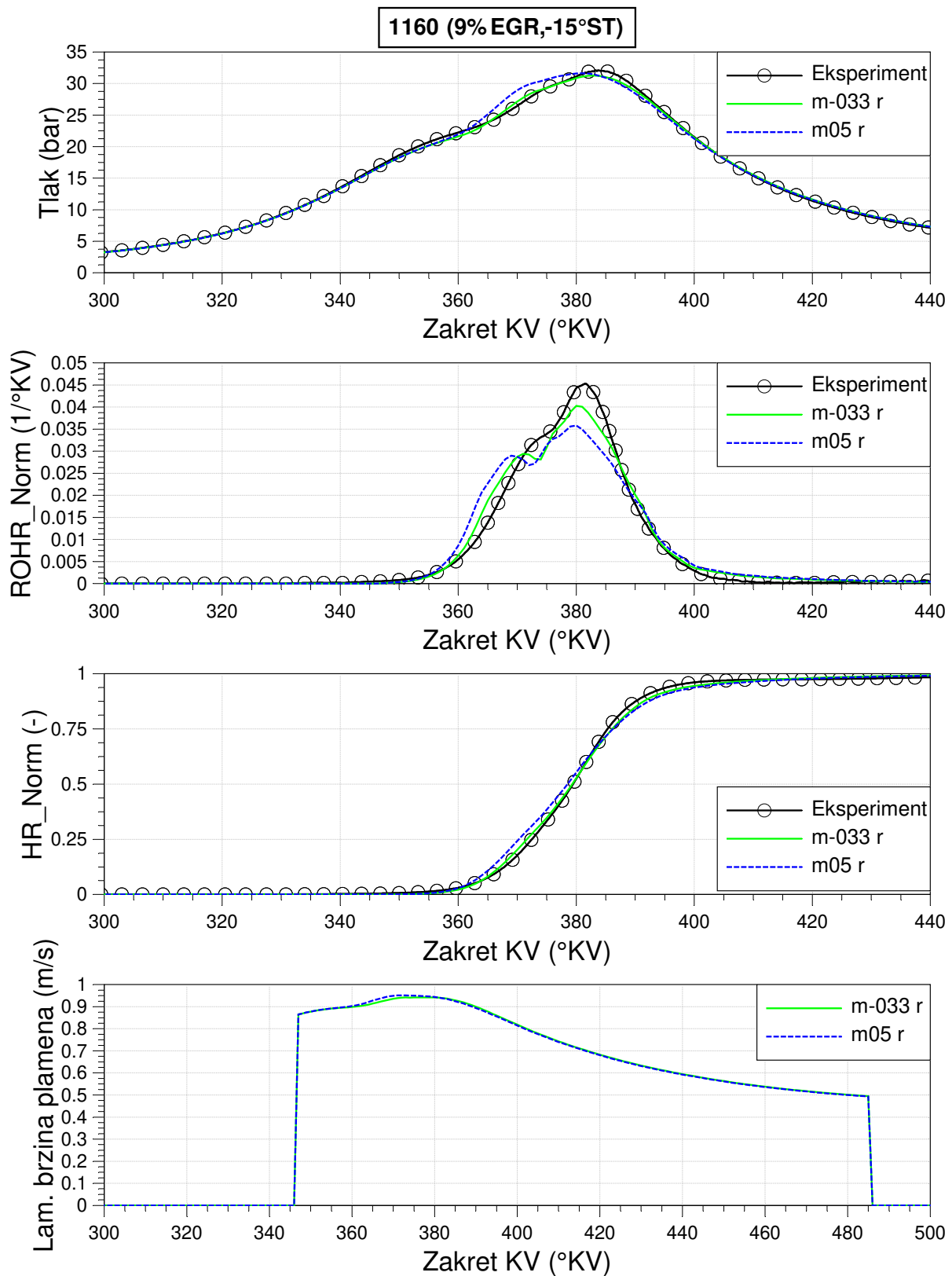
Slika D.6 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033 r* i *m05 r* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 656



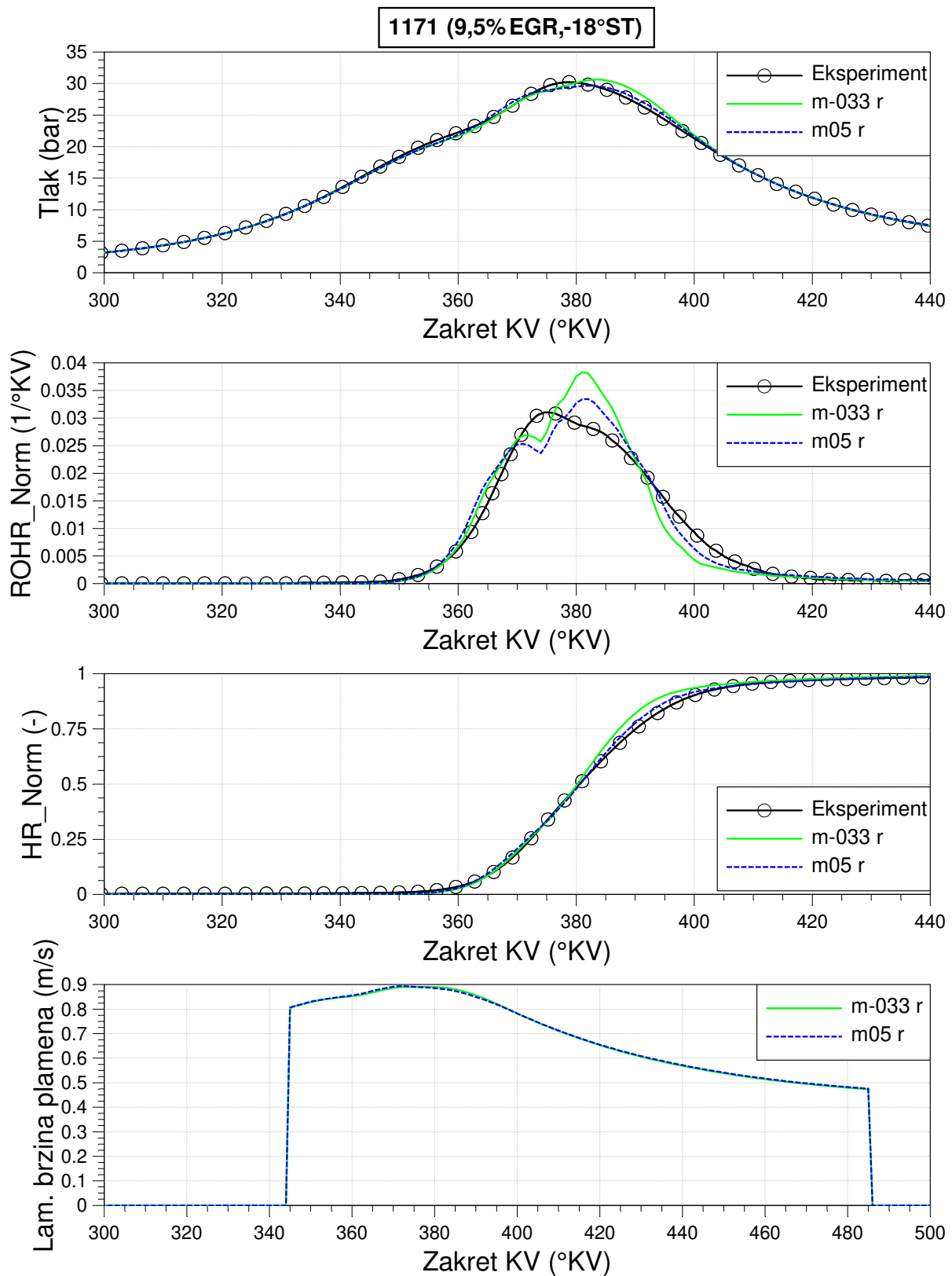
Slika D.7 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033 r* i *m05 r* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 673



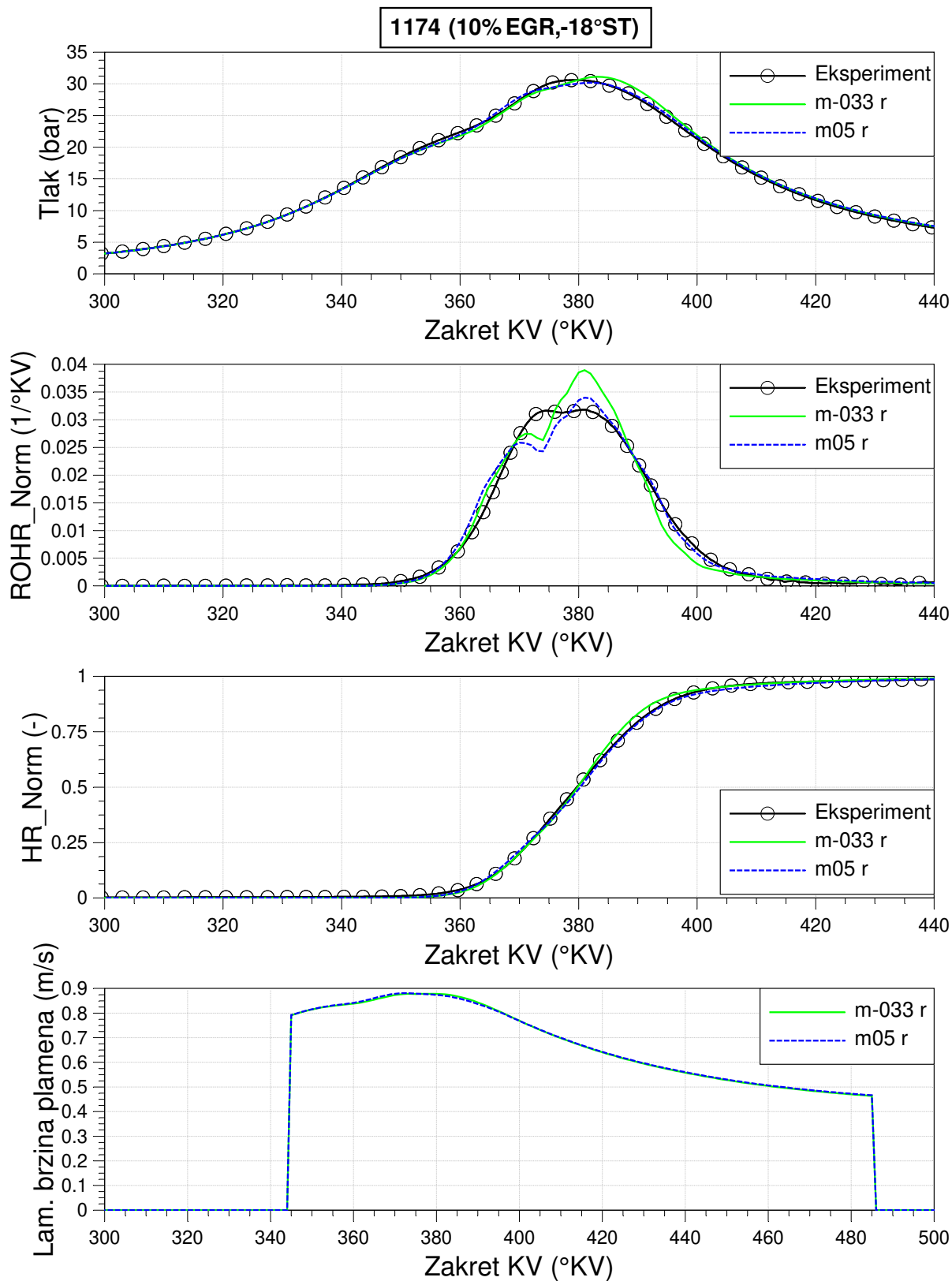
Slika D.8 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033 r* i *m05 r* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 1135



Slika D.9 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033 r* i *m05 r* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 1160

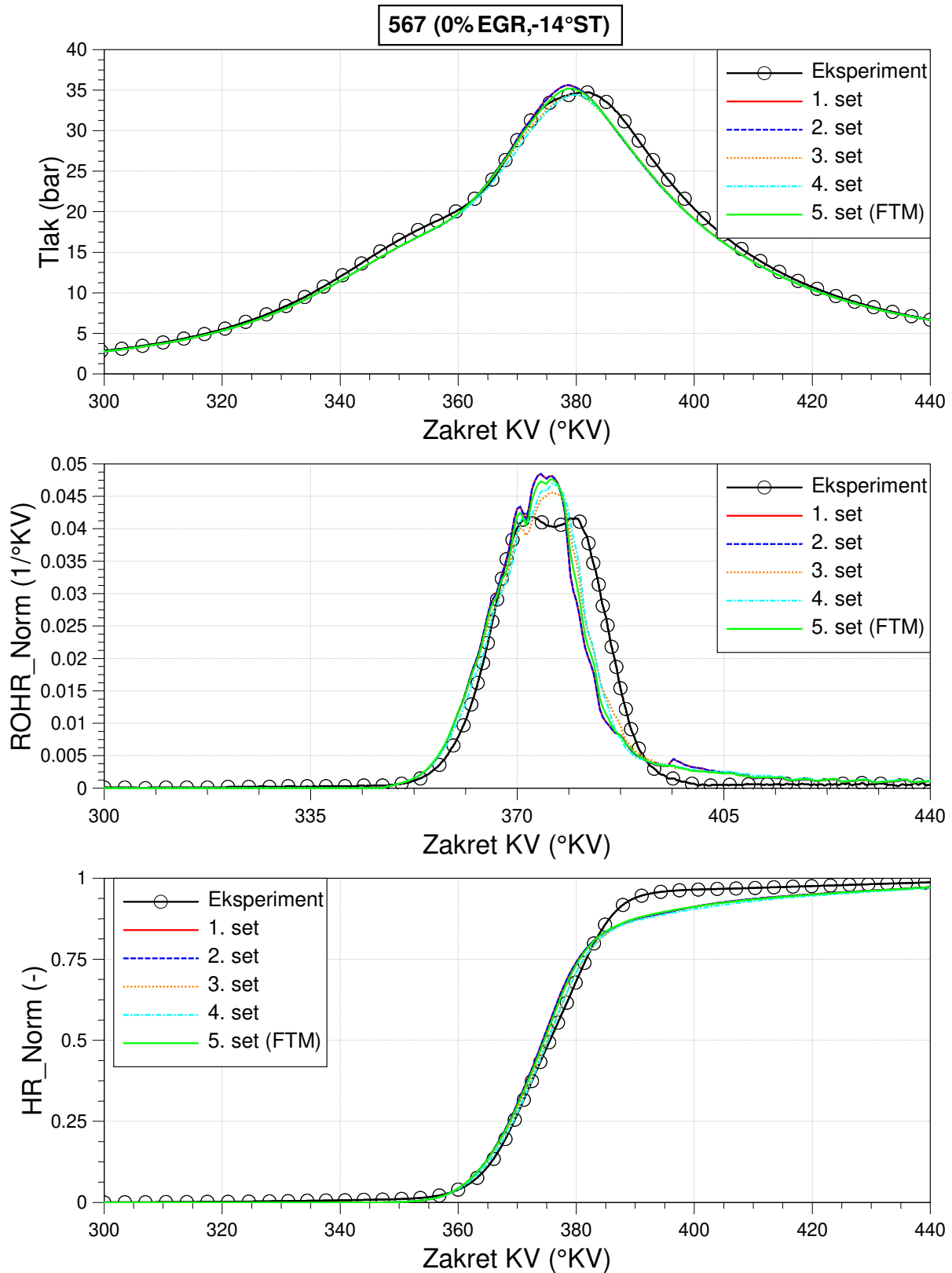


Slika D.10 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033 r* i *m05 r* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 1171

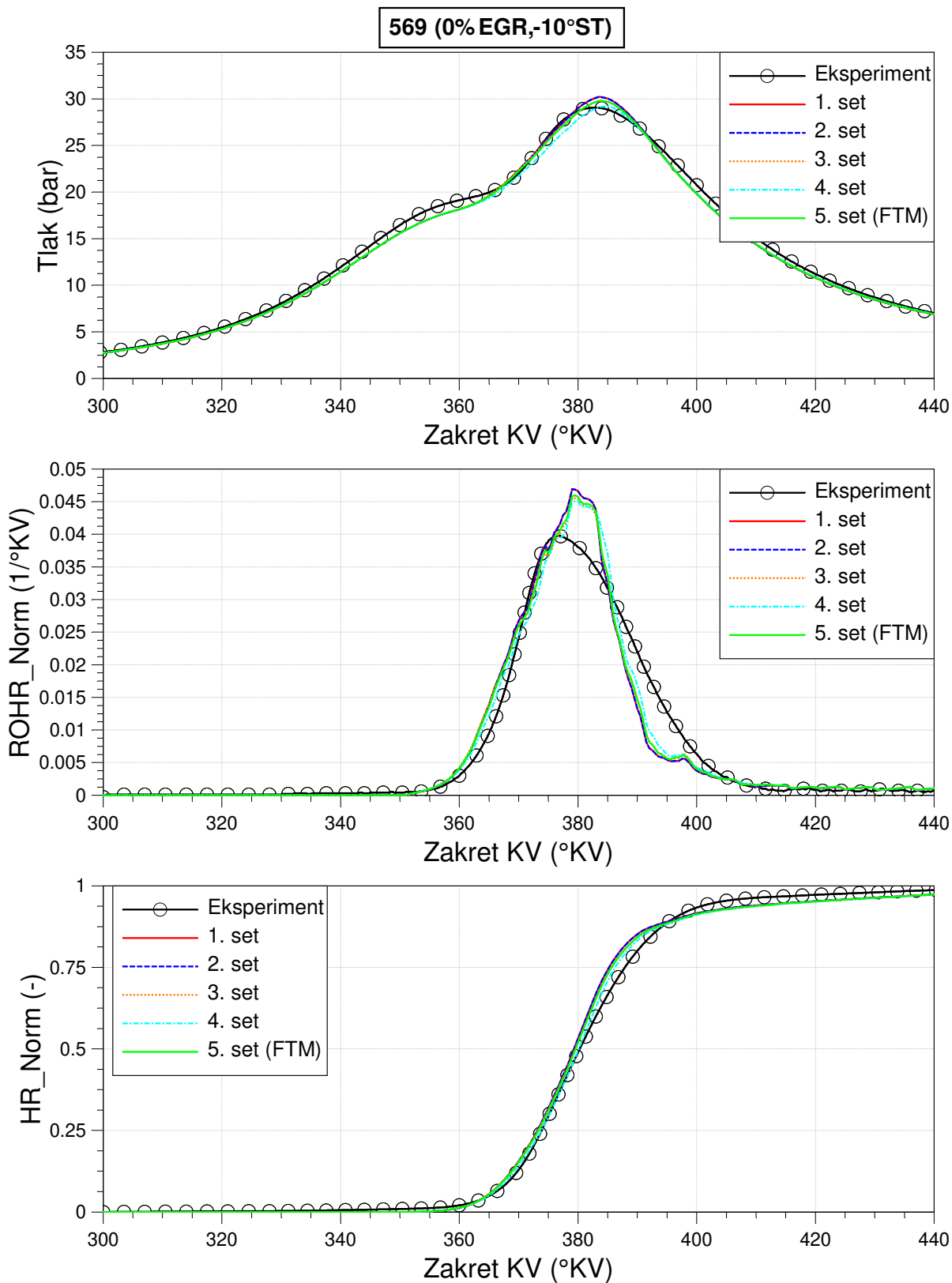


Slika D.11 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom u FCM s *m-033 r* i *m05 r* u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm, HR Norm i lam. brzinu plamena za RT 1174

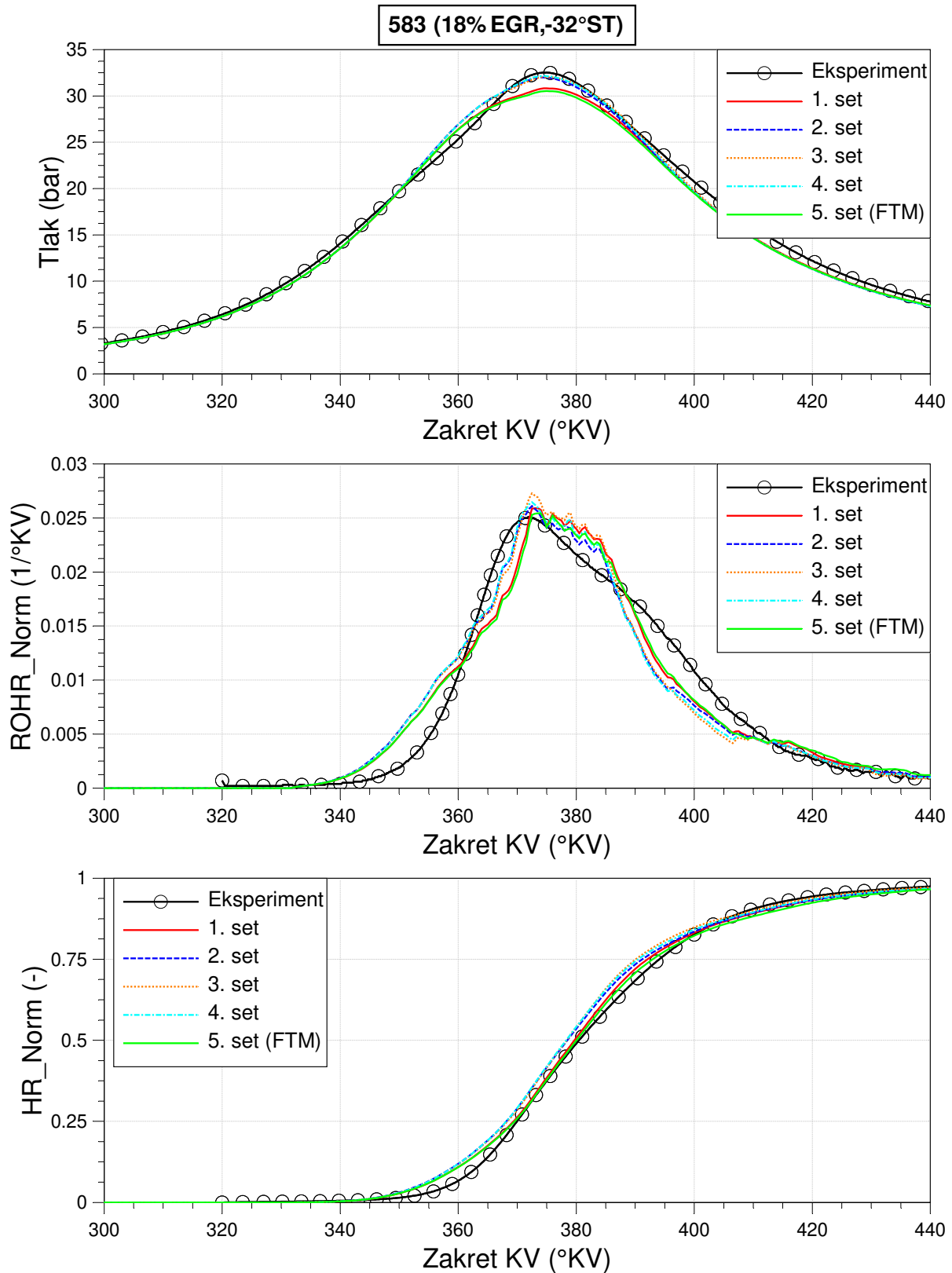
Prilog E



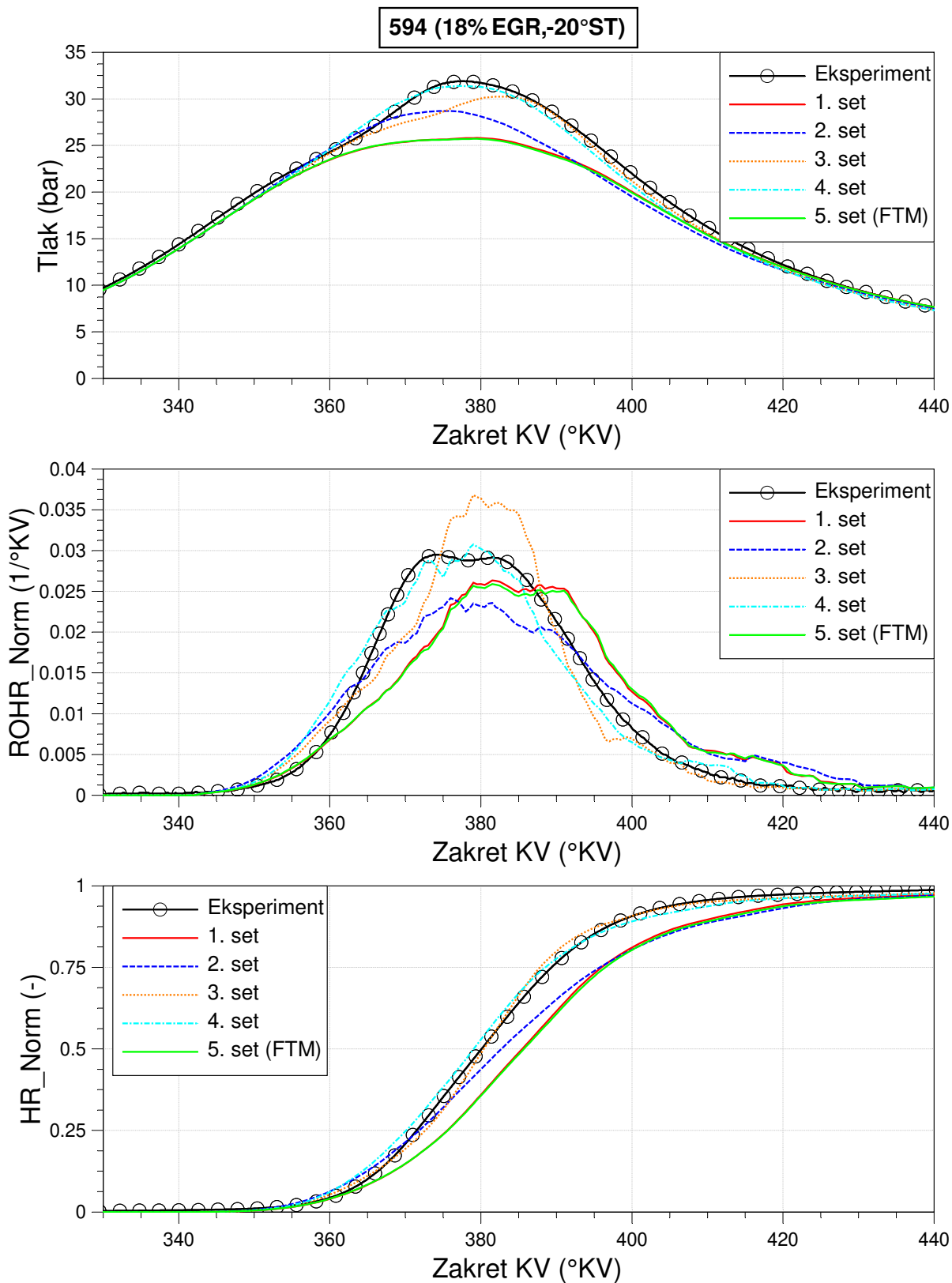
Slika E.1 Krivulje parametrizacije u FTM za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 567



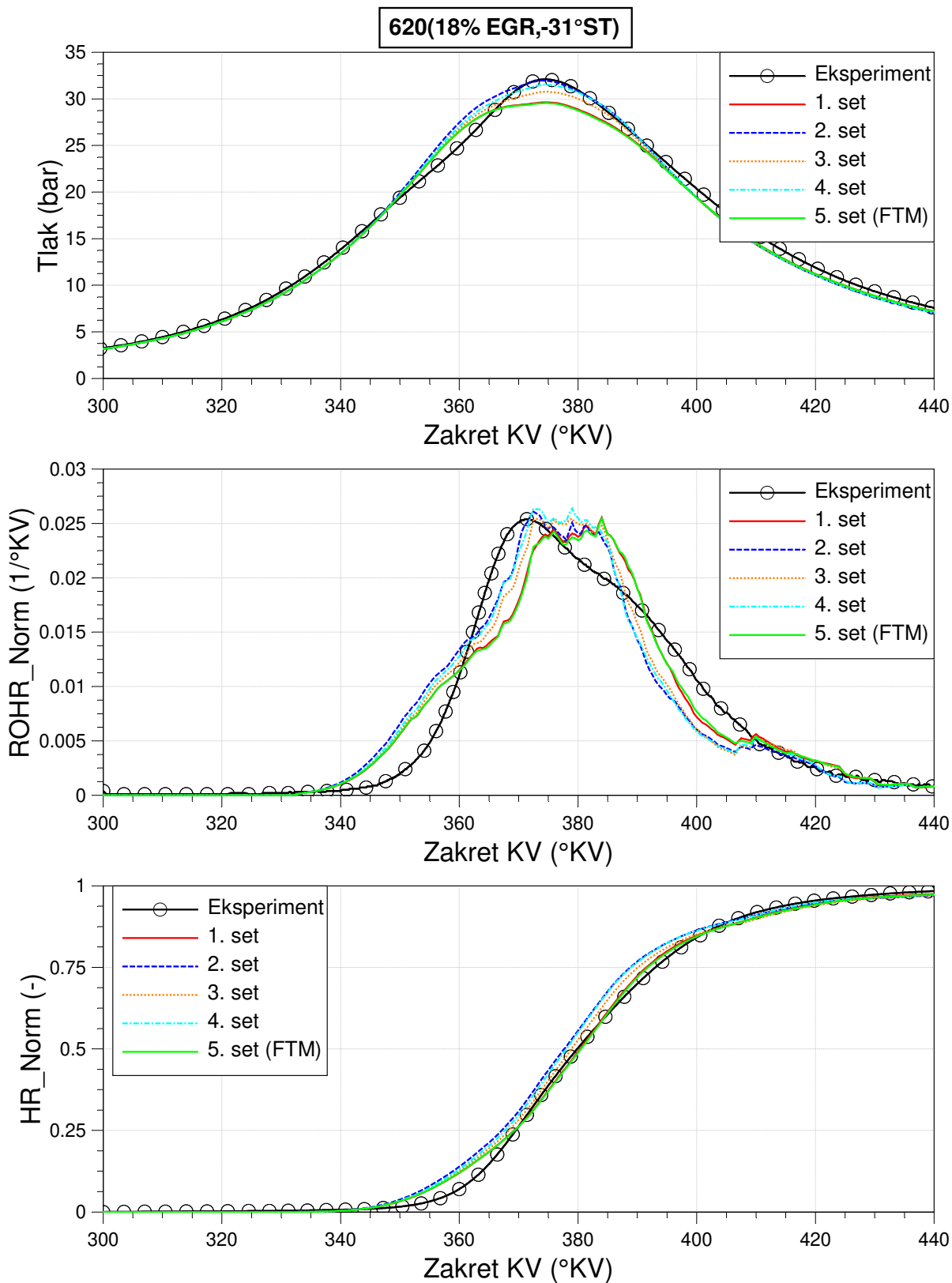
Slika E.2 Krivulje parametrizacije u FTM za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 569



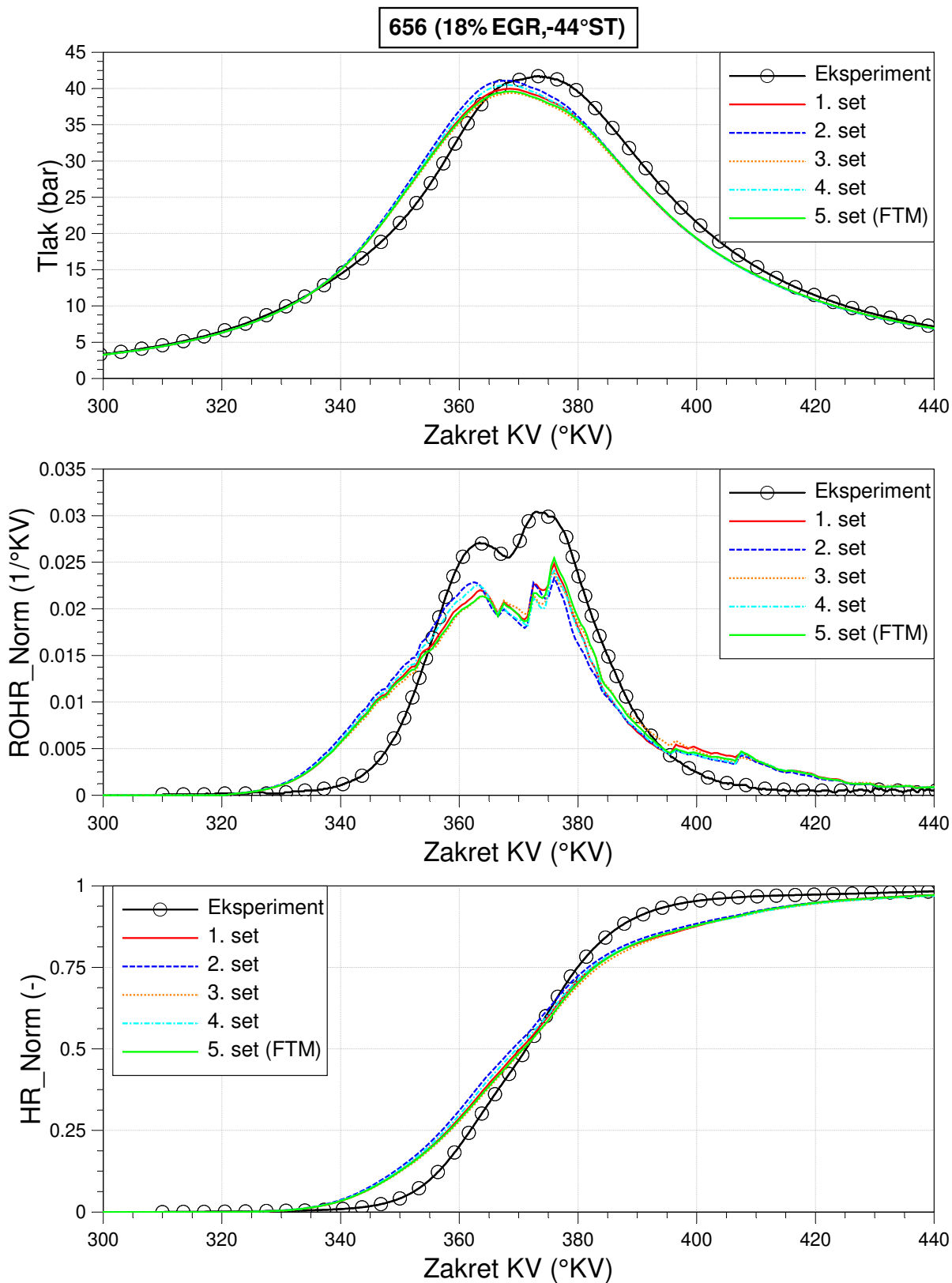
Slika E.3 Krivulje parametrizacije u FTM za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 583



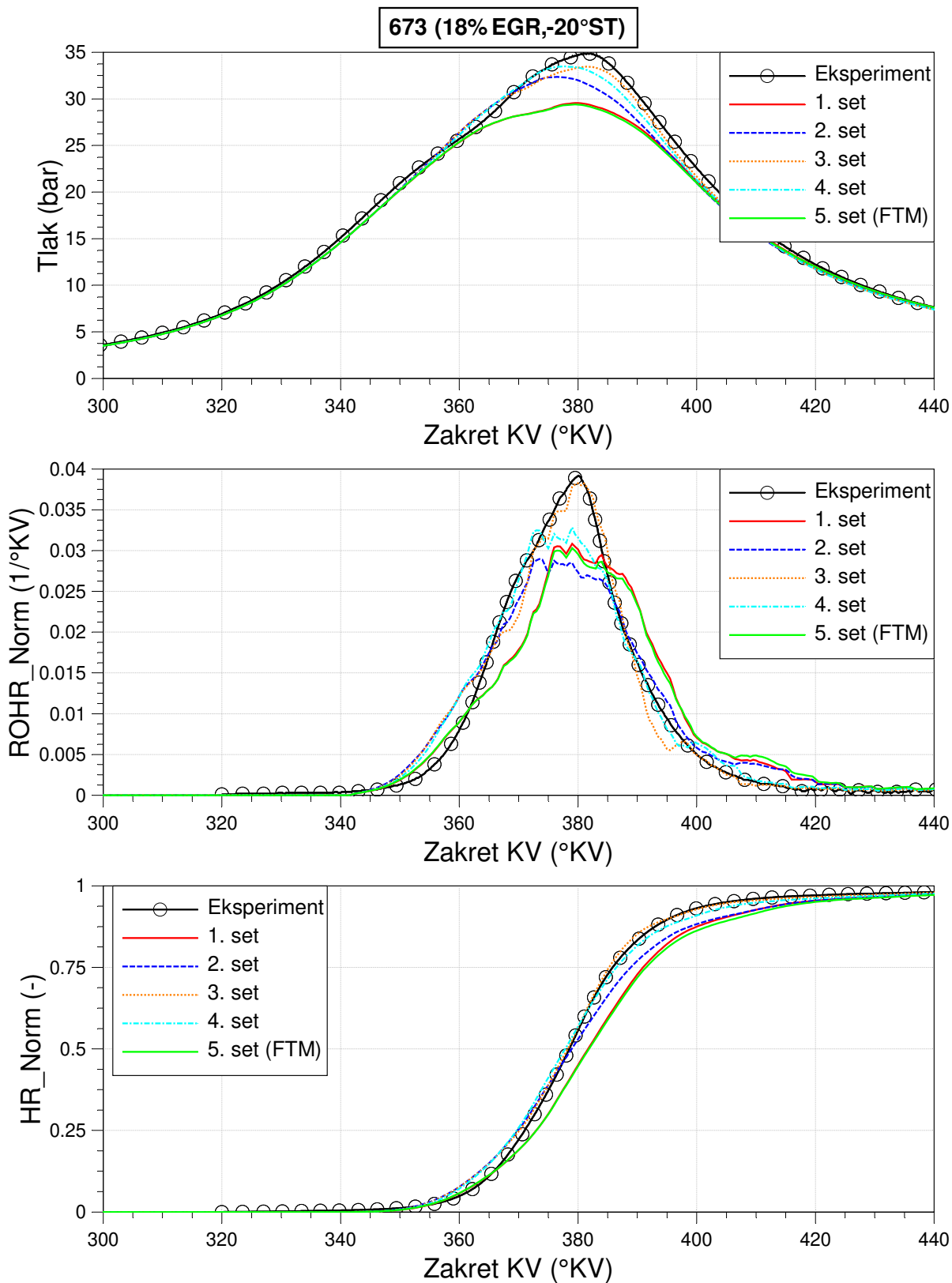
Slika E.4 Krivulje parametrizacije u FTM za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 594



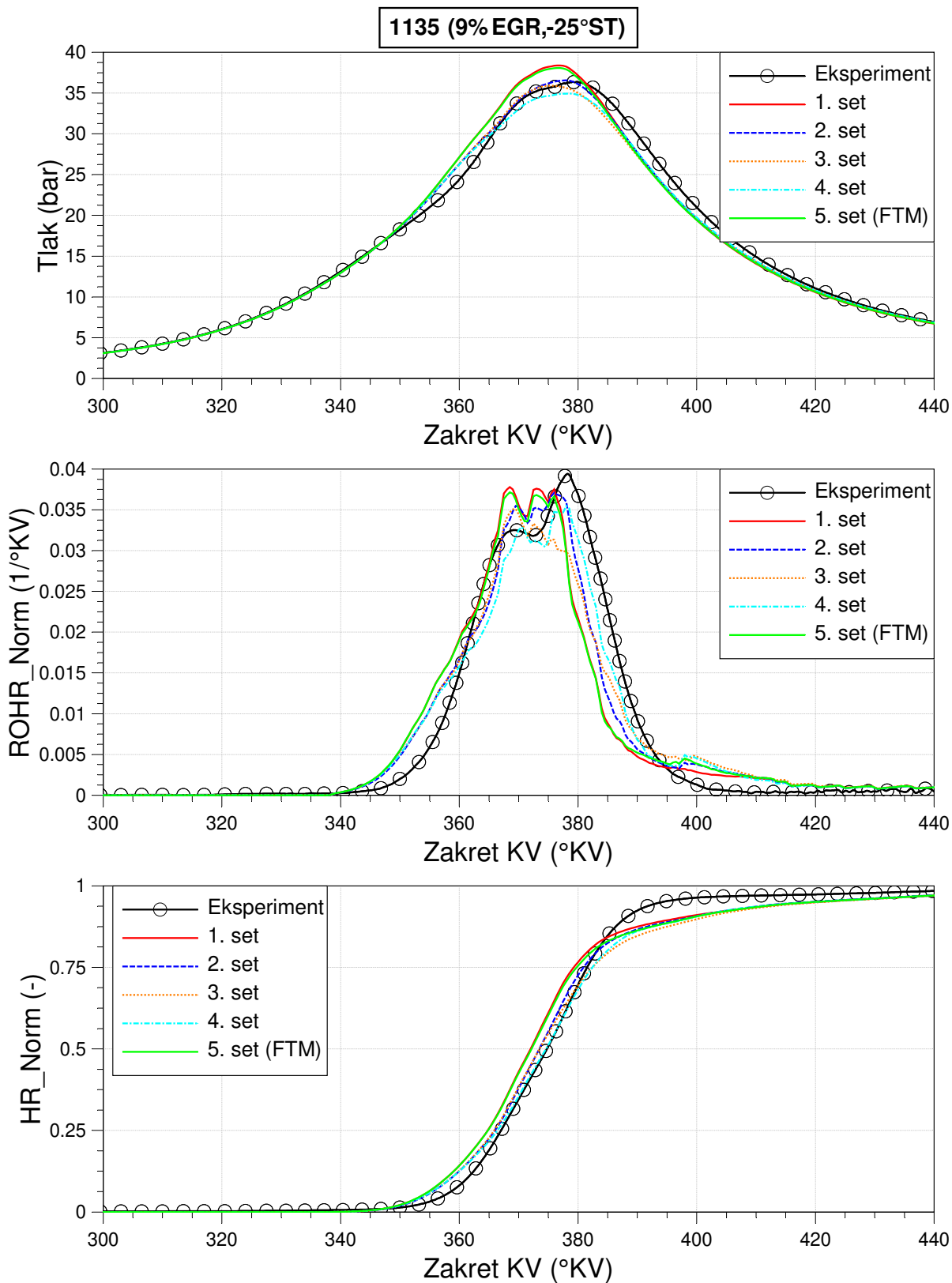
Slika E.5 Krivulje parametrizacije u FTM za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 620



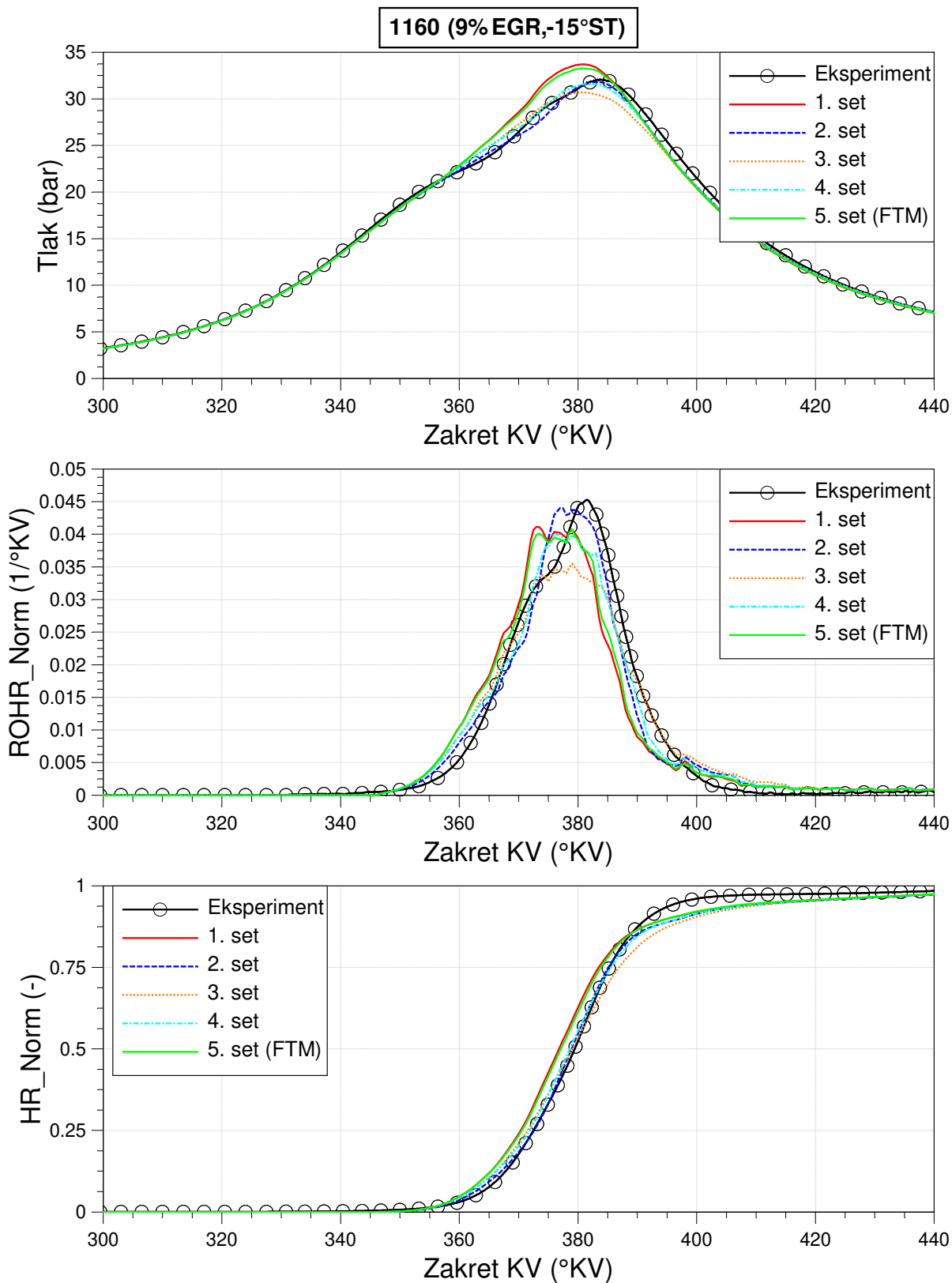
Slika E.6 Krivulje parametrizacije u FTM za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 656



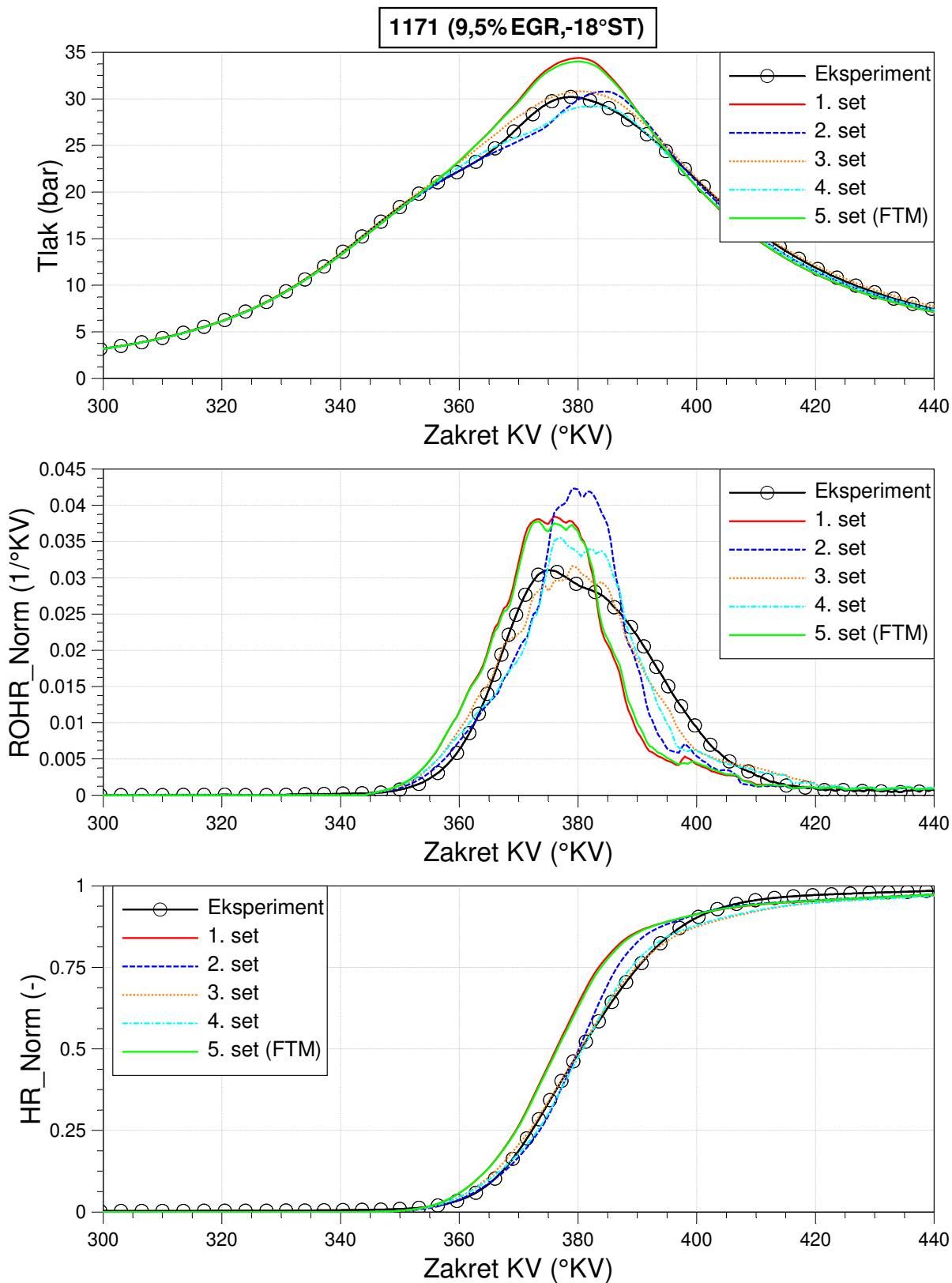
Slika E.7 Krivulje parametrizacije u FTM za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 673



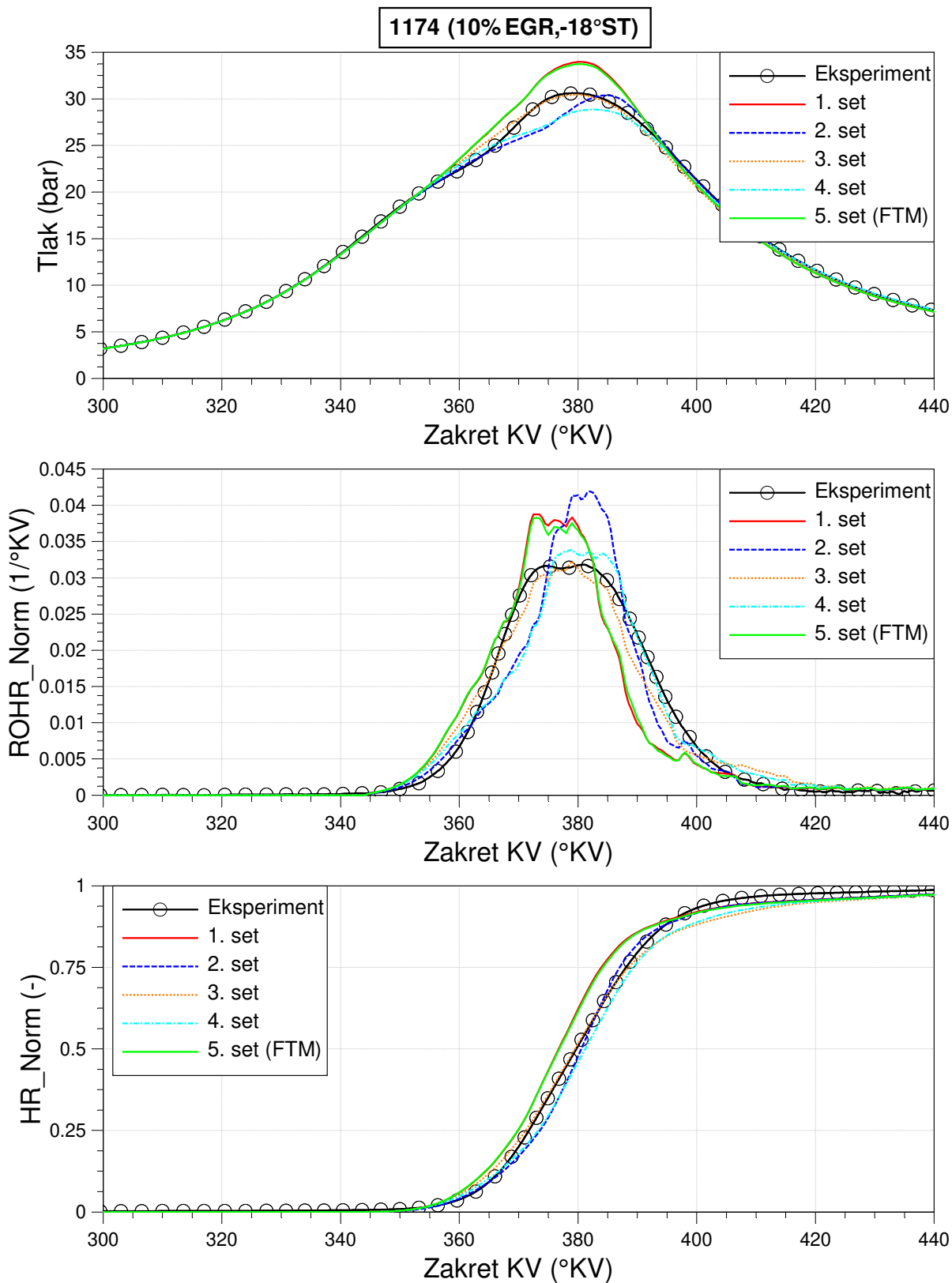
Slika E.8 Krivulje parametrizacije u FTM za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 1135



Slika E.9 Krivulje parametrizacije u FTM za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 1160

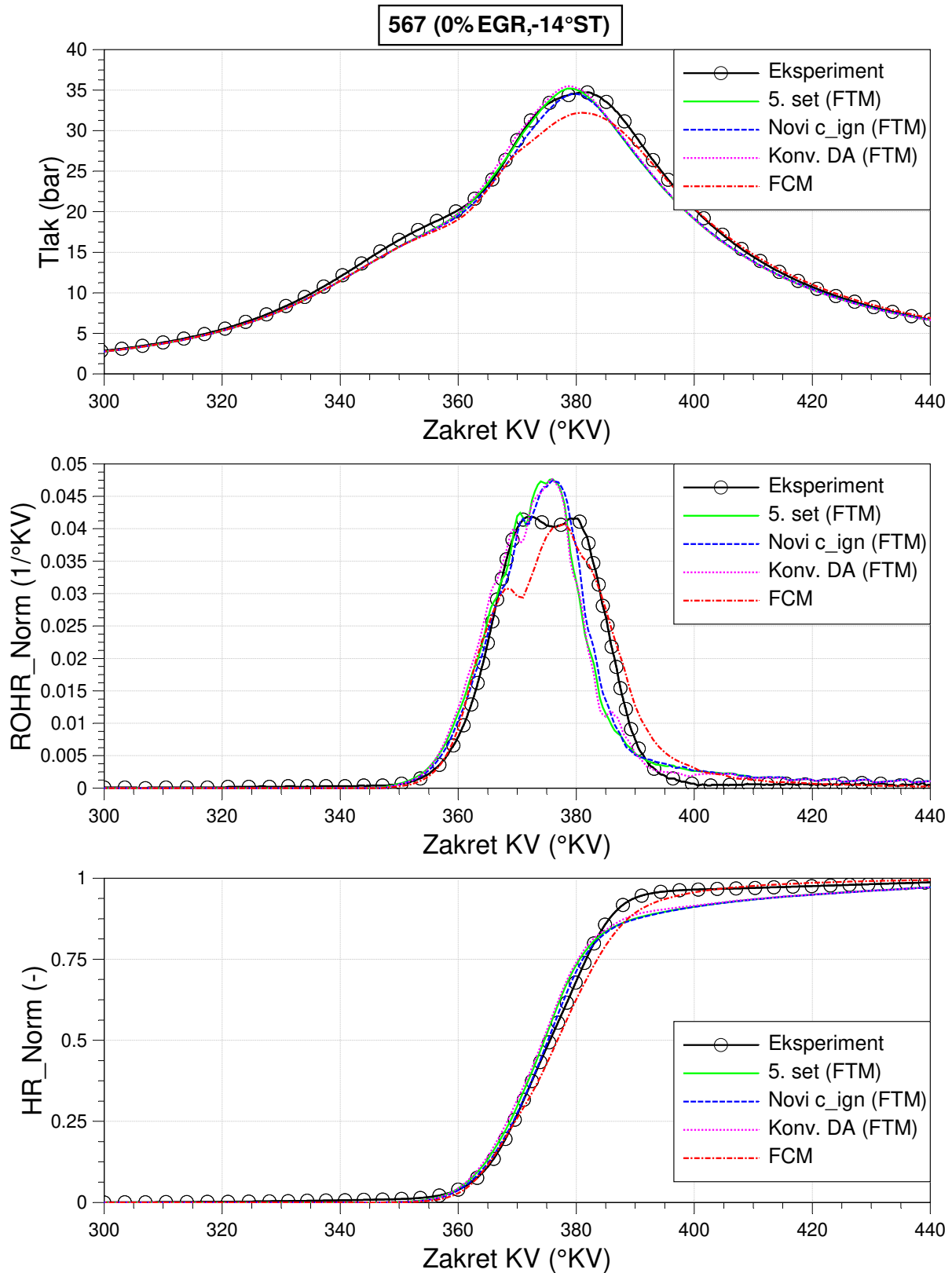


Slika E.10 Krivulje parametrizacije u FTM za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 1171

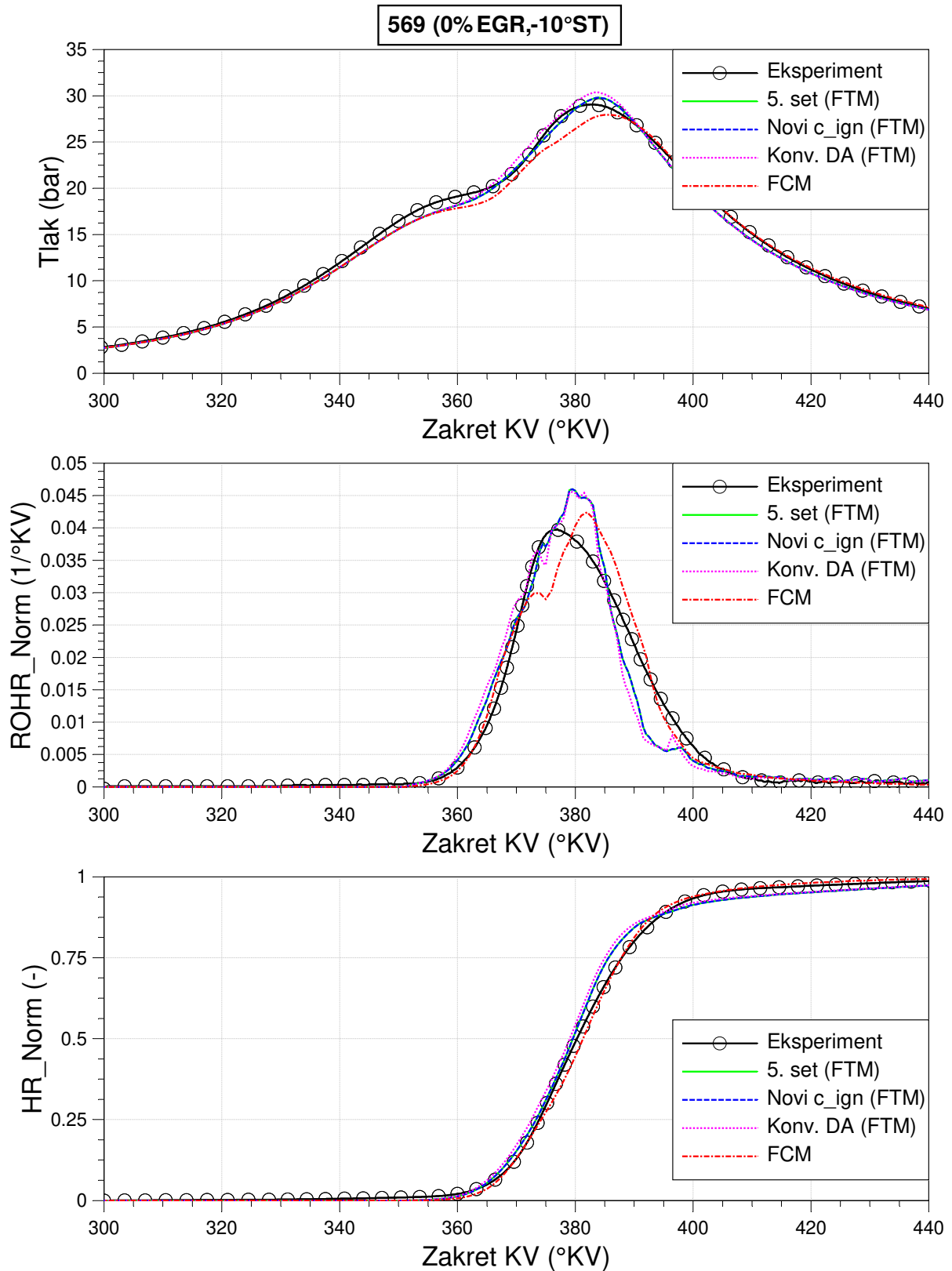


Slika E.11 Krivulje parametrizacije u FTM za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 1174

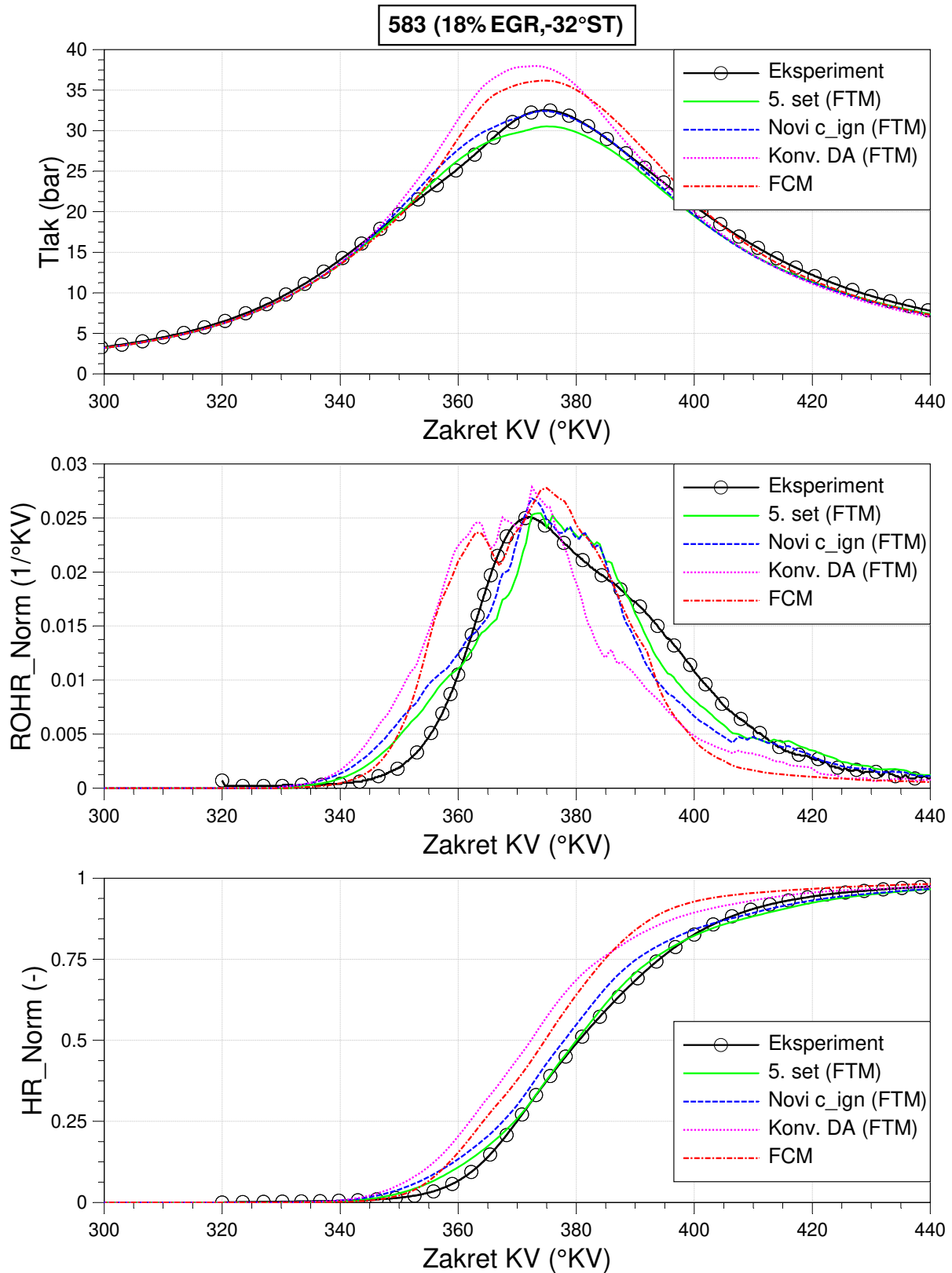
Prilog F



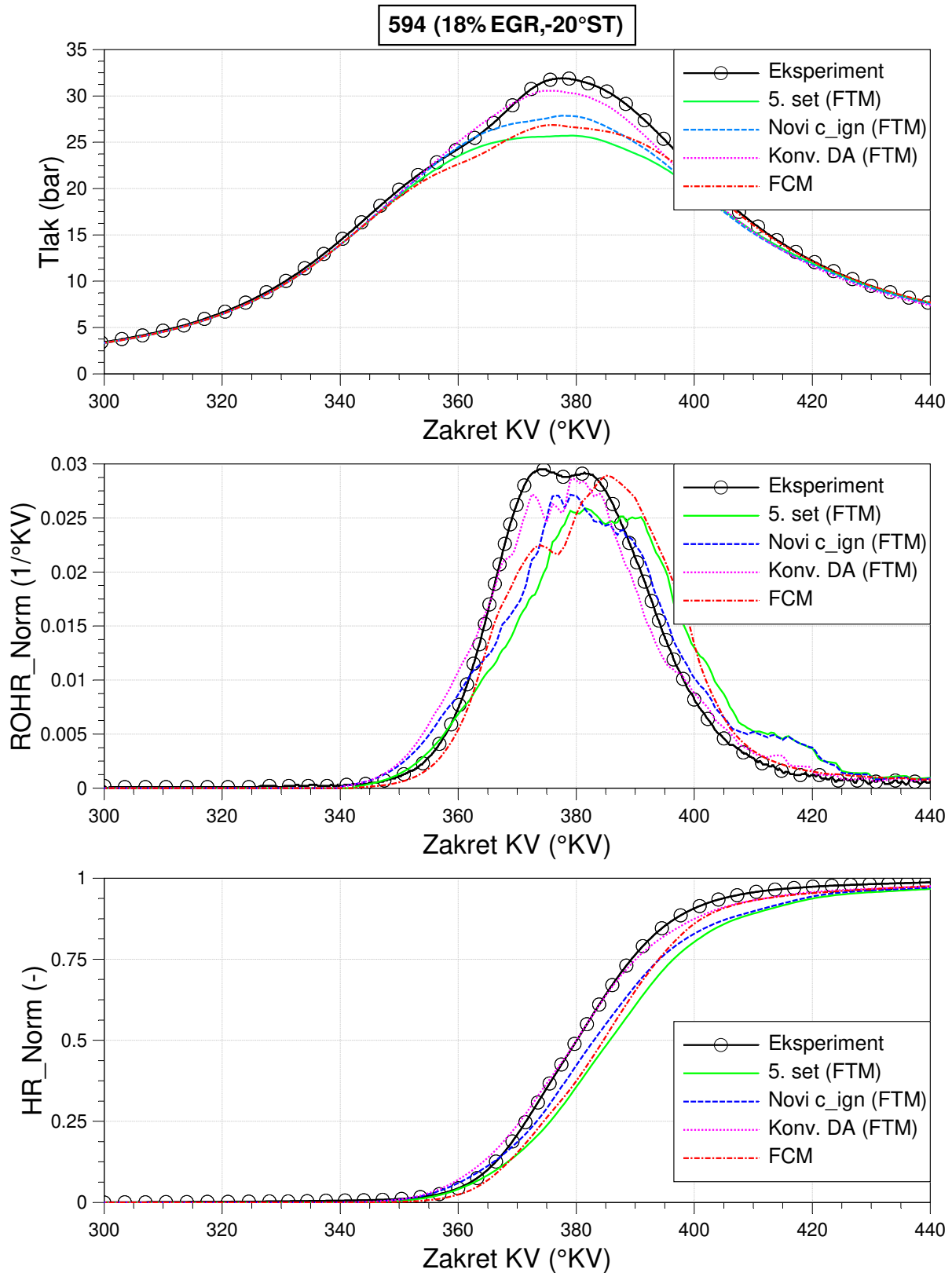
Slika F.1 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s jedinstvenim setom parametara u FCM i FTM u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 567



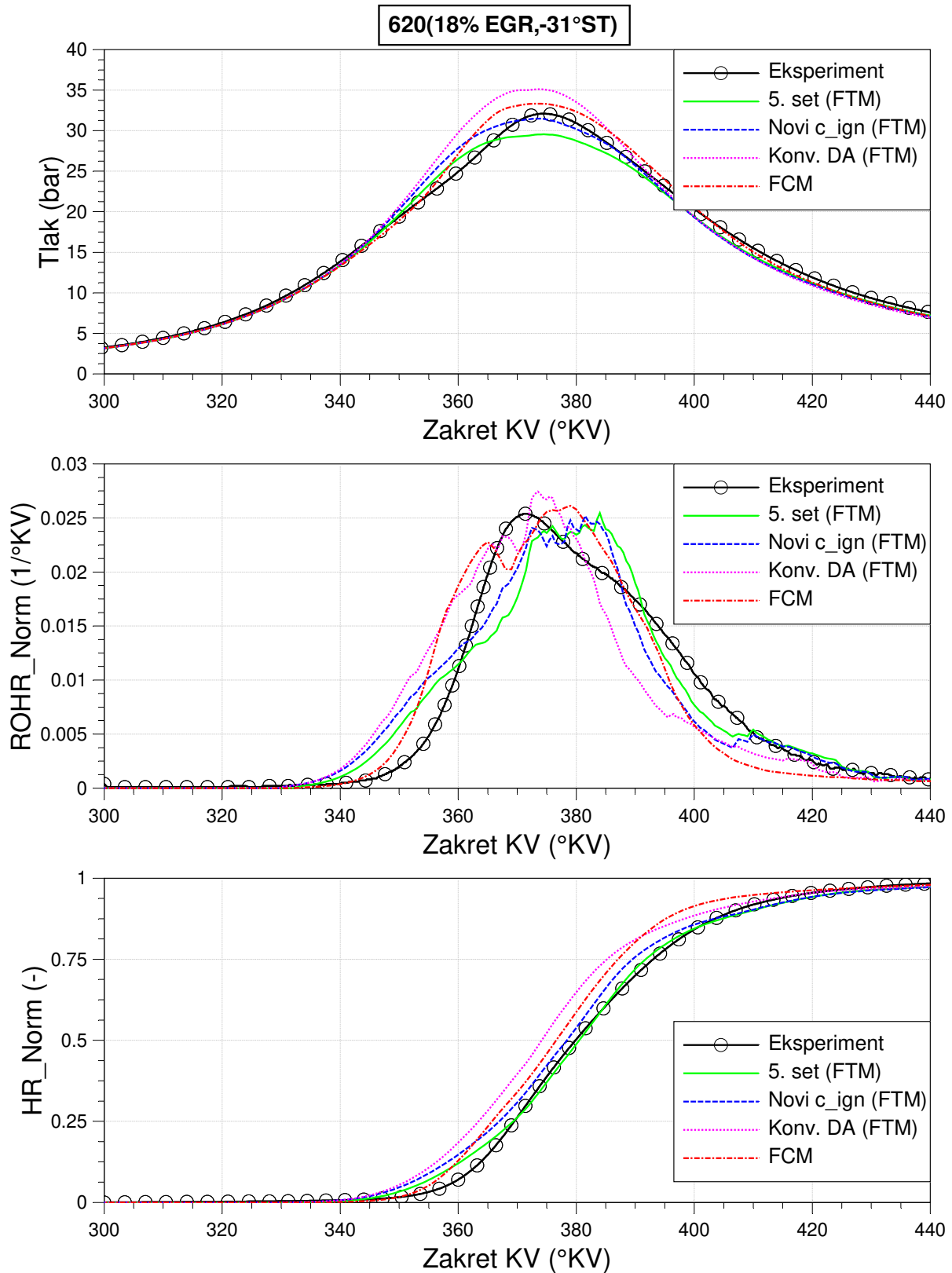
Slika F.2 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s jedinstvenim setom parametara u FCM i FTM u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 569



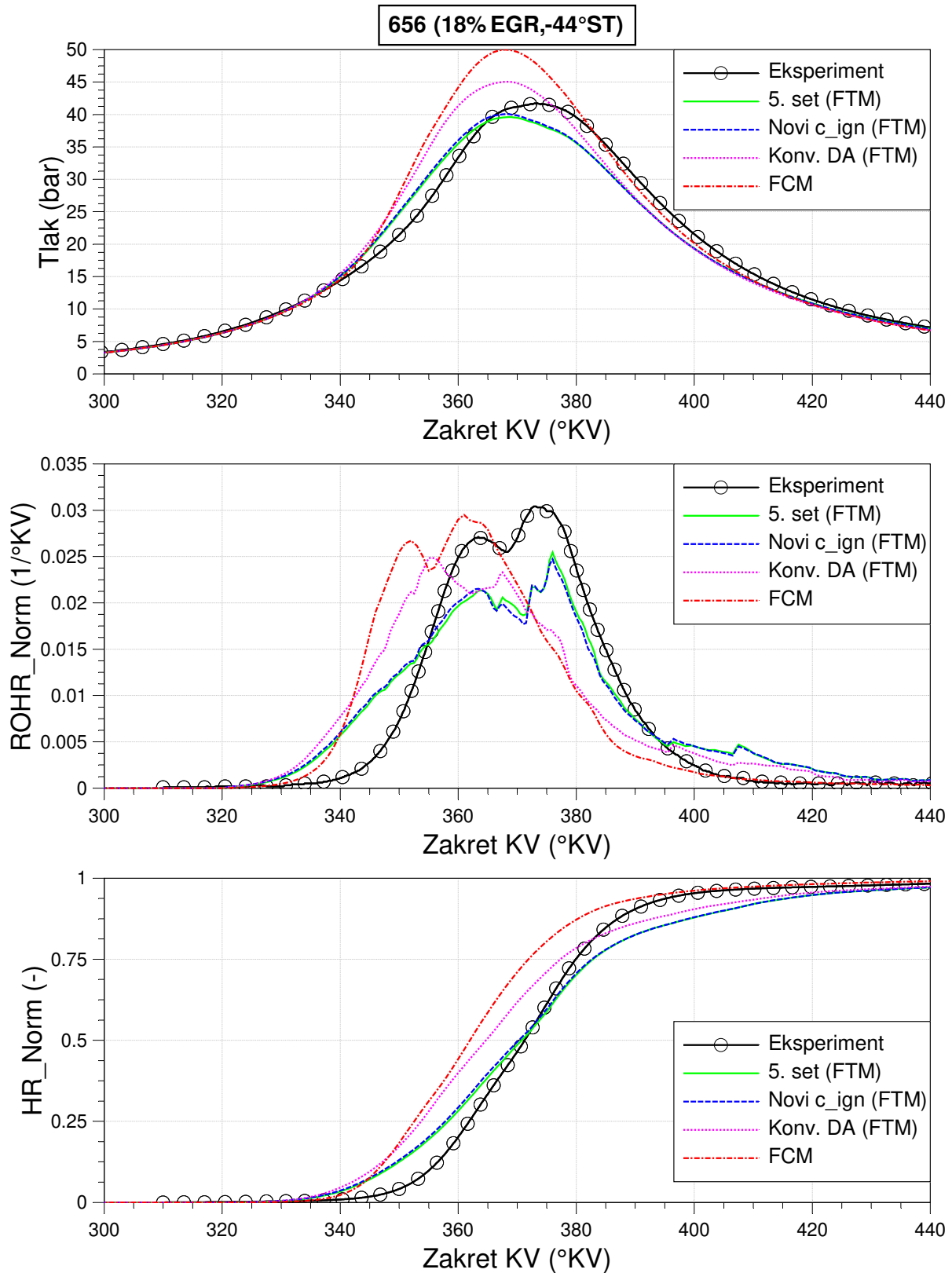
Slika F.3 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s jedinstvenim setom parametara u FCM i FTM u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 583



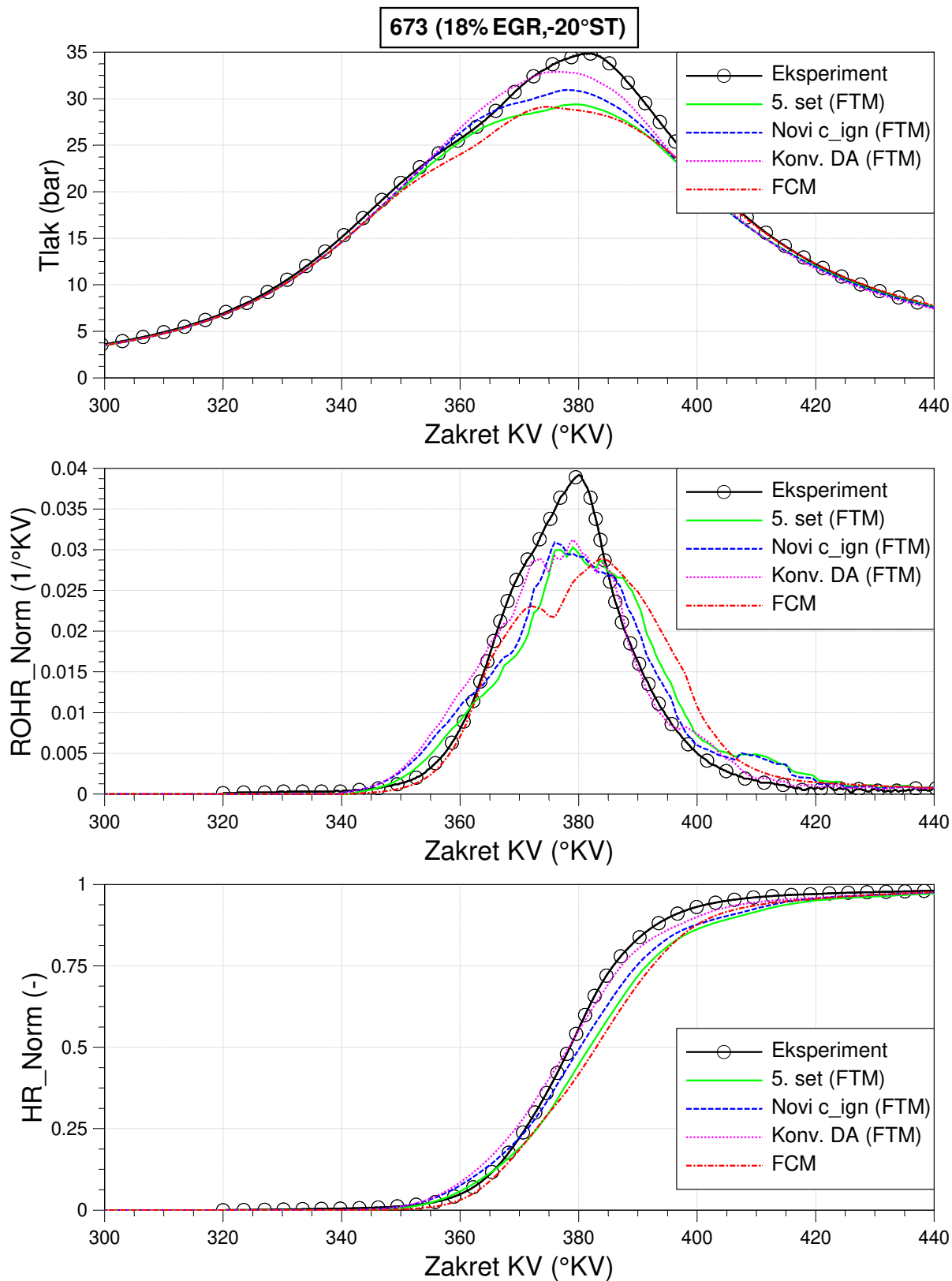
Slika F.4 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s jedinstvenim setom parametara u FCM i FTM u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 594



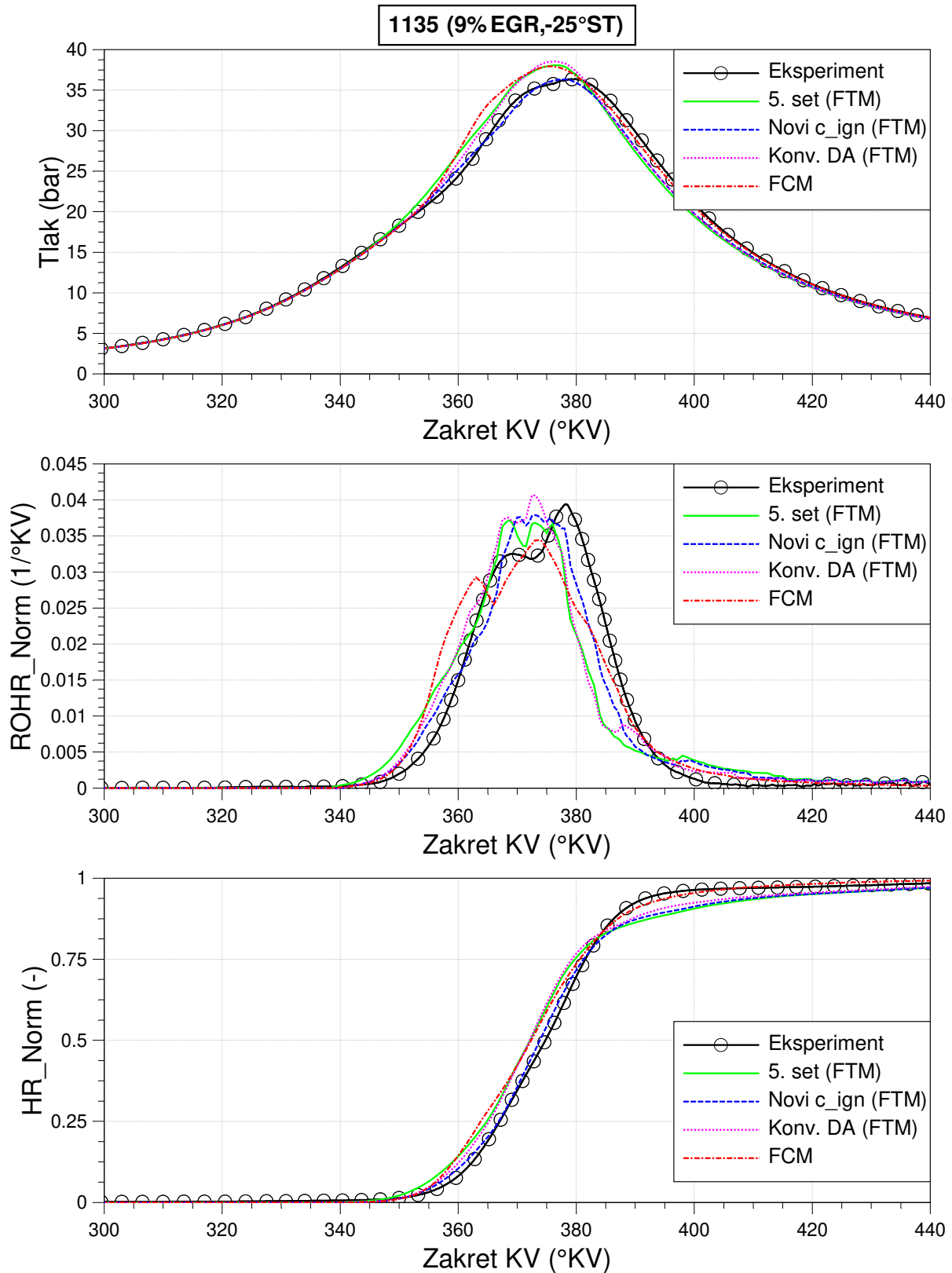
Slika F.5 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s jedinstvenim setom parametara u FCM i FTM u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 620



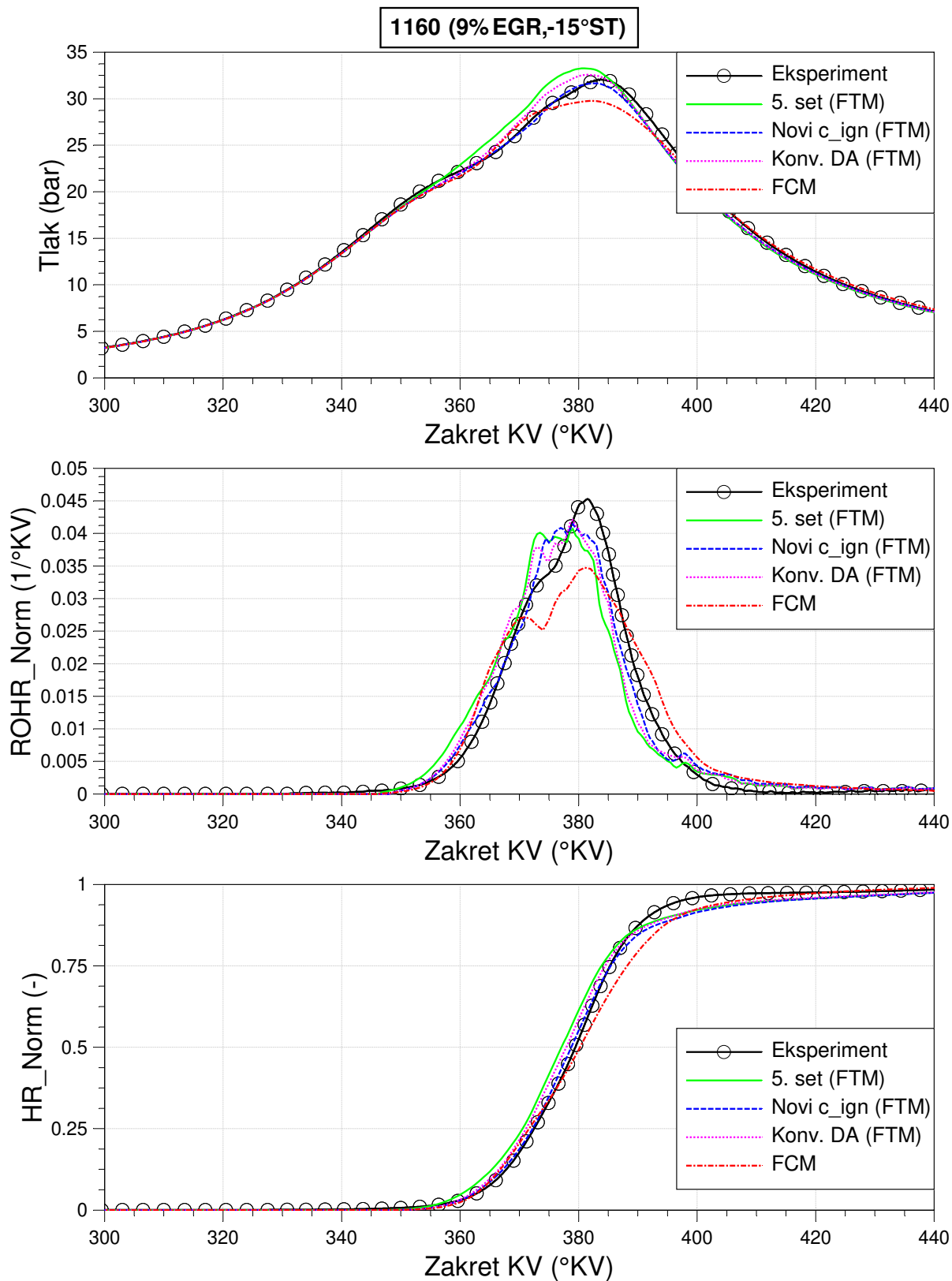
Slika F.6 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s jedinstvenim setom parametara u FCM i FTM u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 656



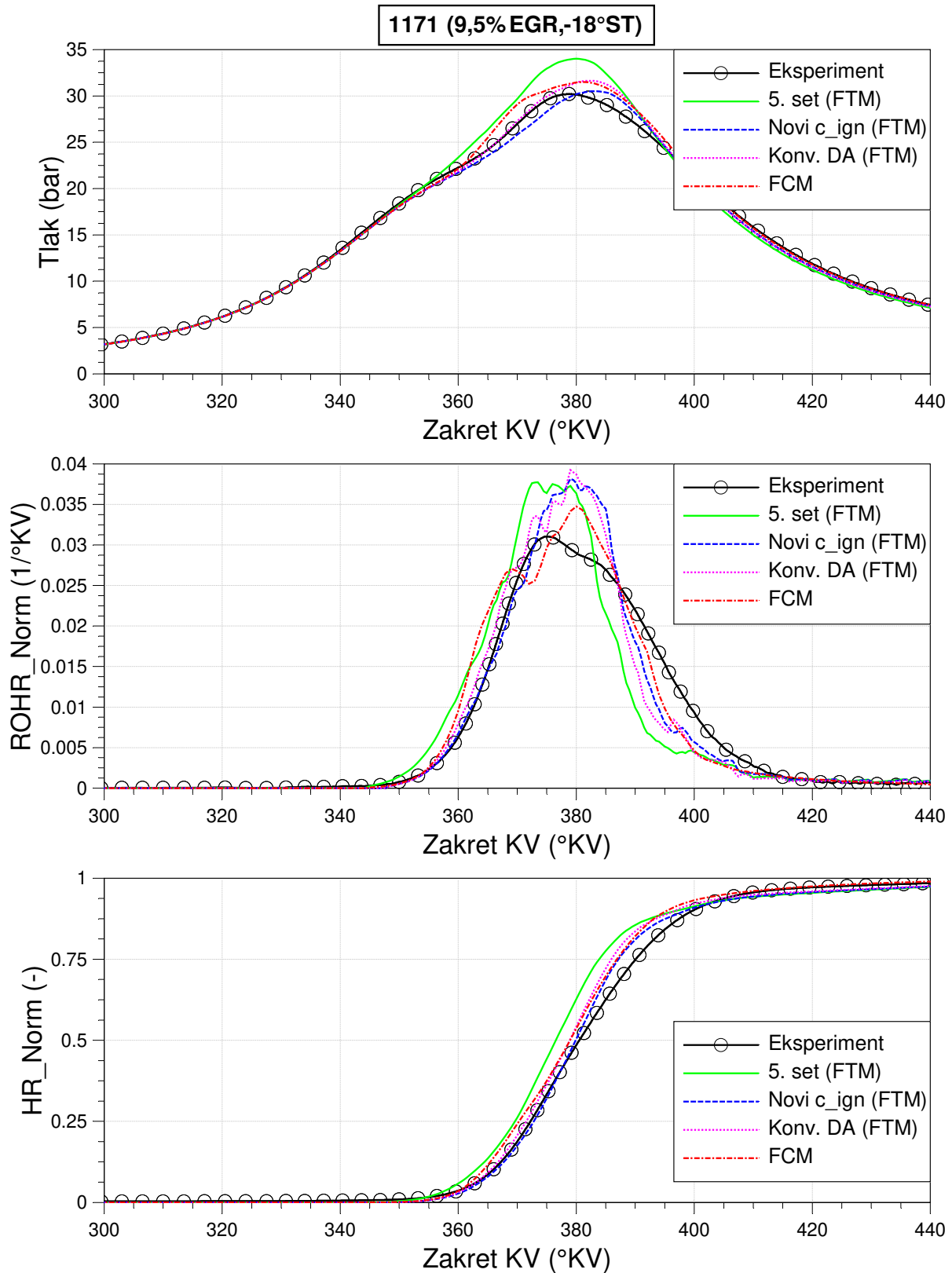
Slika F.7 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s jedinstvenim setom parametara u FCM i FTM u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 673



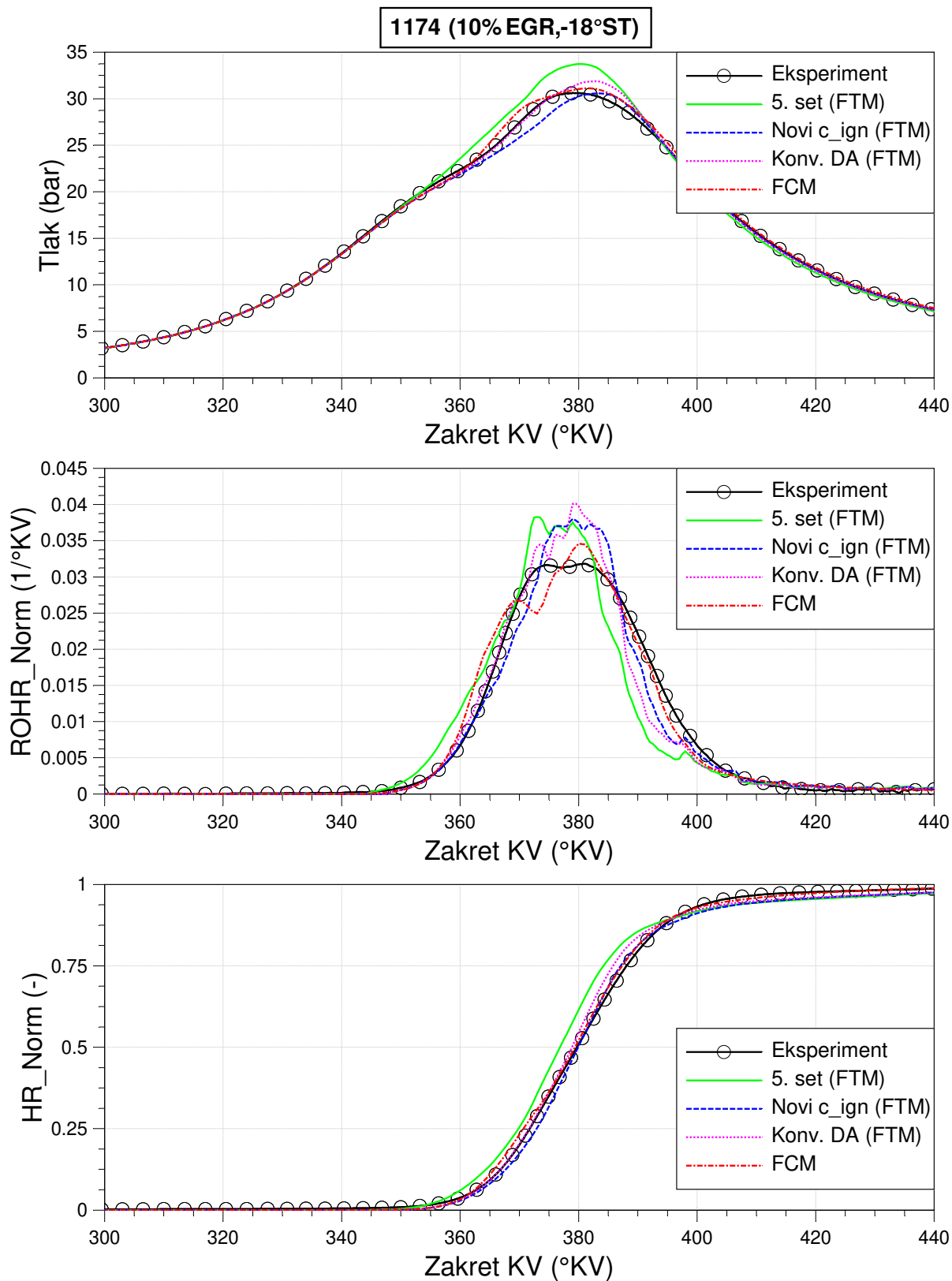
Slika F.8 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s jedinstvenim setom parametara u FCM i FTM u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 1135



Slika F.9 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s jedinstvenim setom parametara u FCM i FTM u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 1160

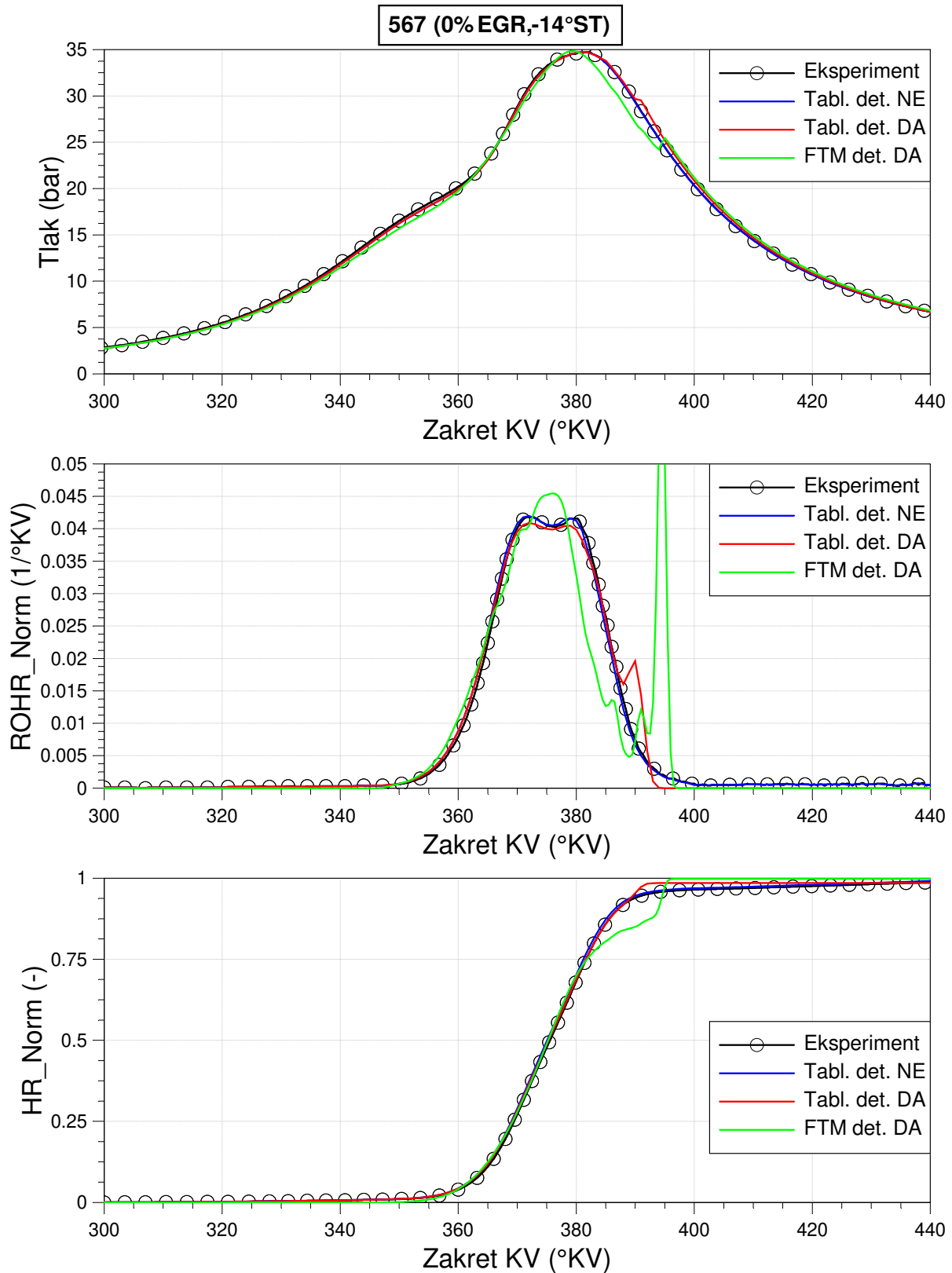


Slika F.10 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s jedinstvenim setom parametara u FCM i FTM u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 1171

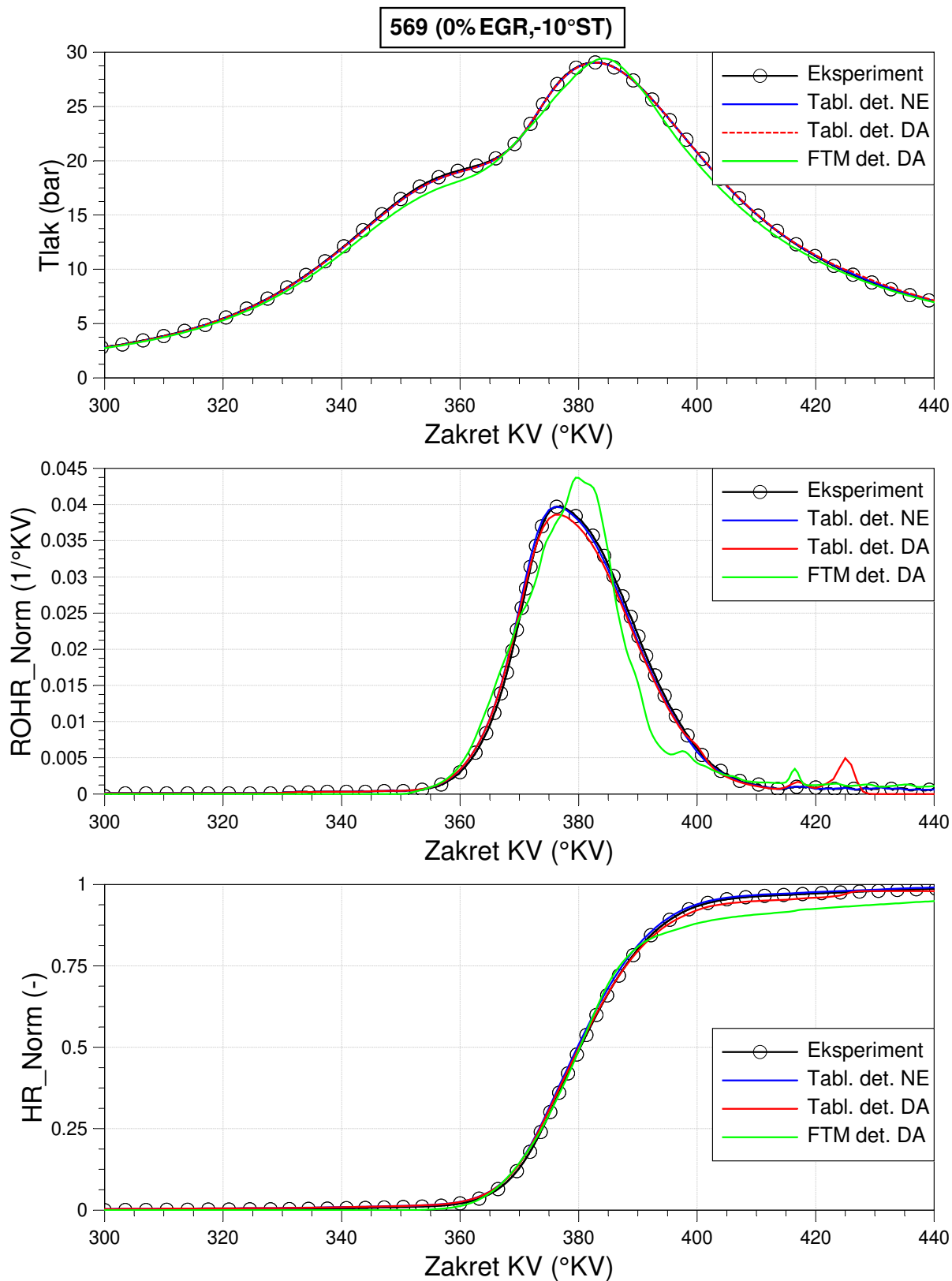


Slika F.11 Usporedba krivulja dobivenih simulacijom s jedinstvenim setom parametara u FCM i FTM u odnosu na eksperimentalne za tlak u cilindru, ROHR Norm i HR Norm za RT 1174

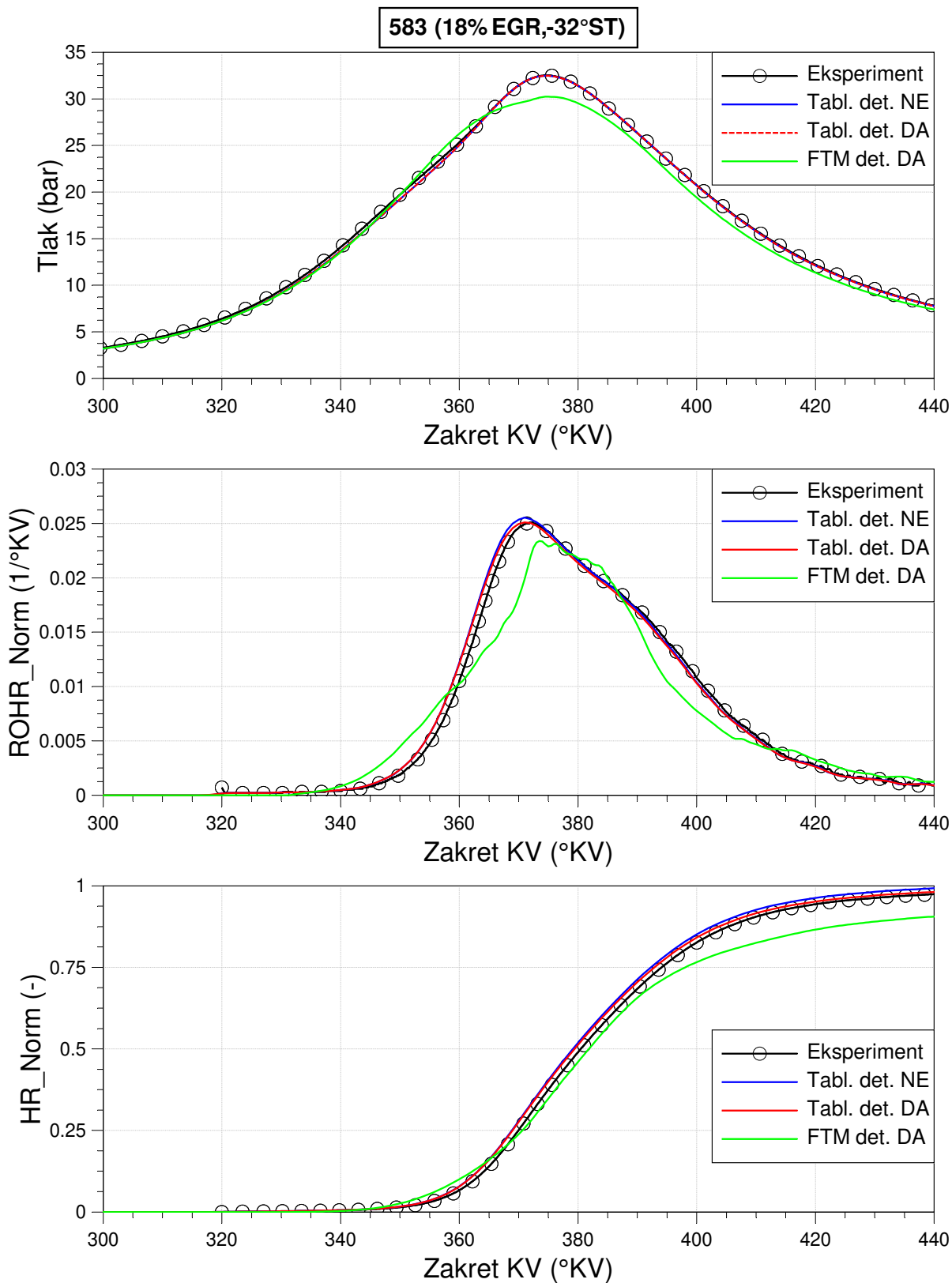
Prilog G



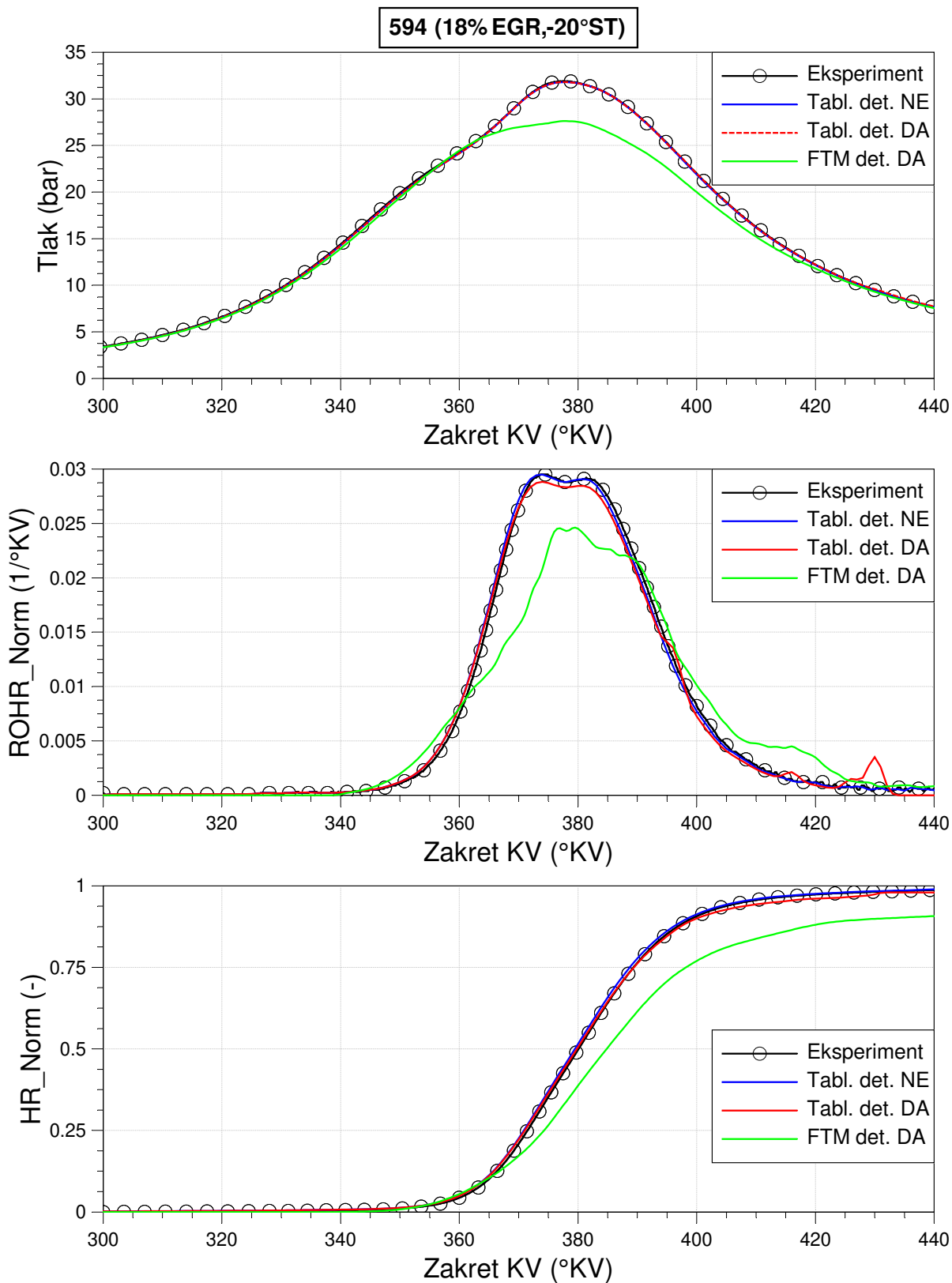
Slika G.1 Krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja i FTM s uključenim izračunom detonantnog izgaranja za RT 567



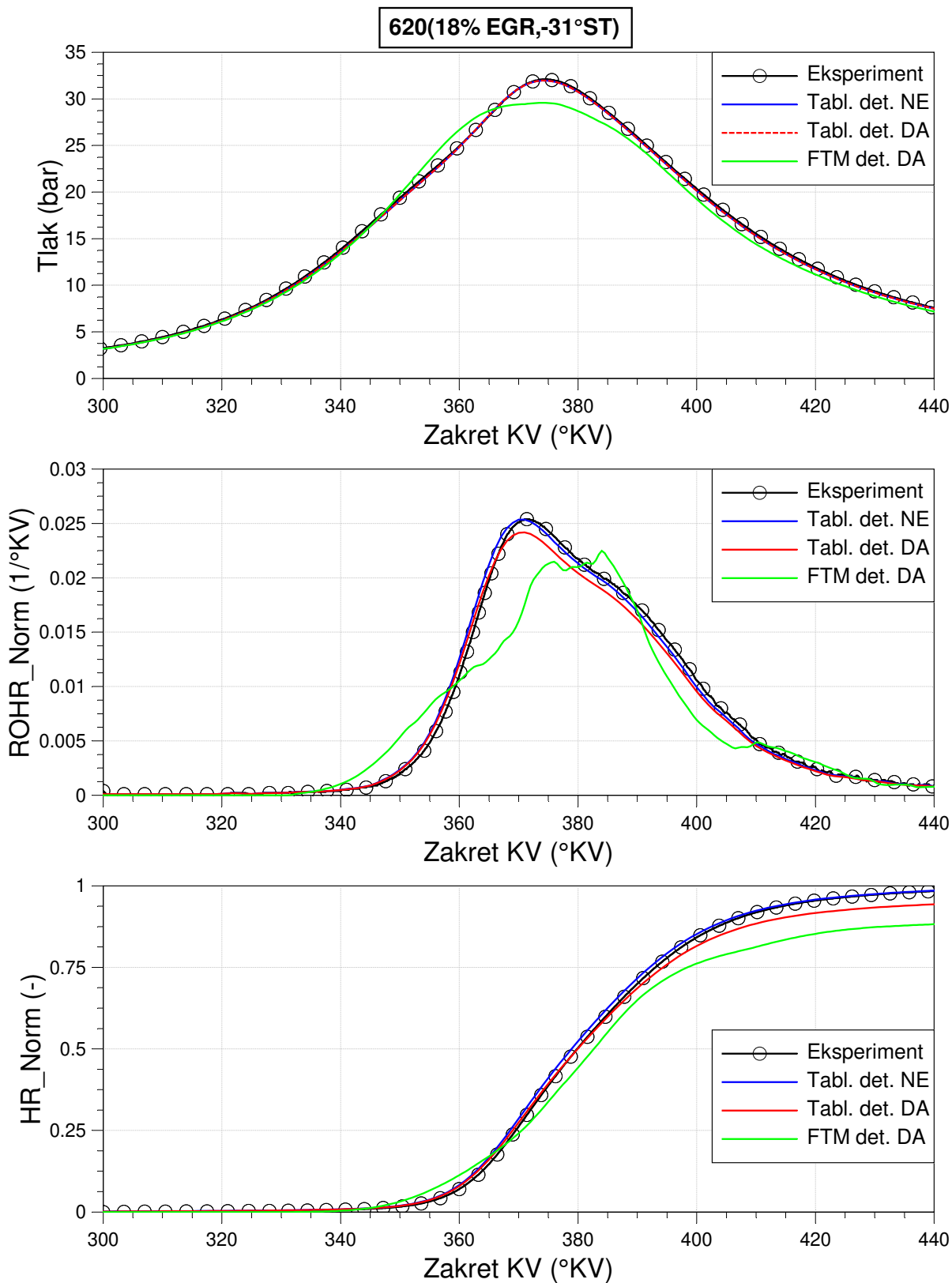
Slika G.2 Krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja i FTM s uključenim izračunom detonantnog izgaranja za RT 569



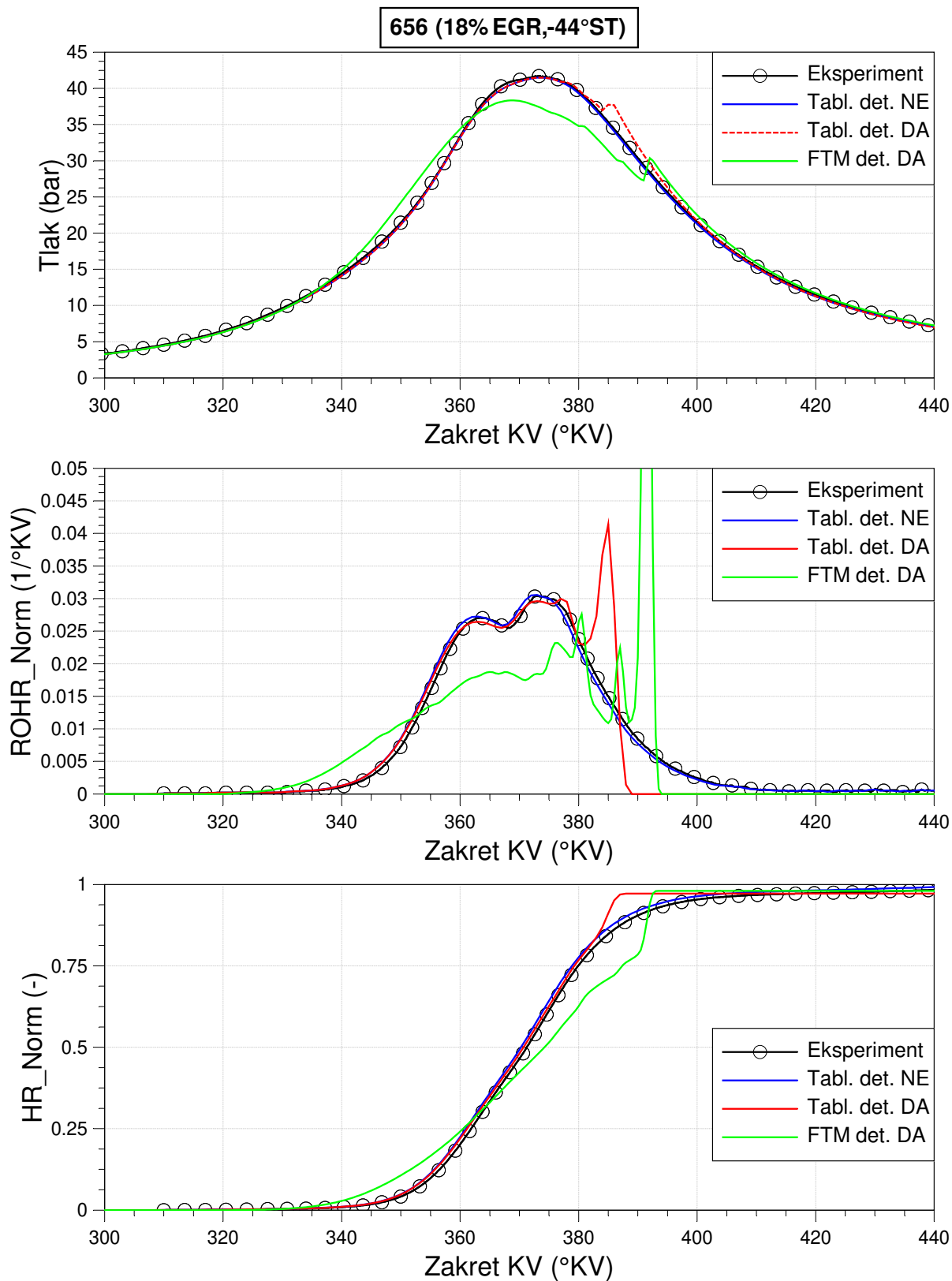
Slika G.3 Krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja i FTM s uključenim izračunom detonantnog izgaranja za RT 583



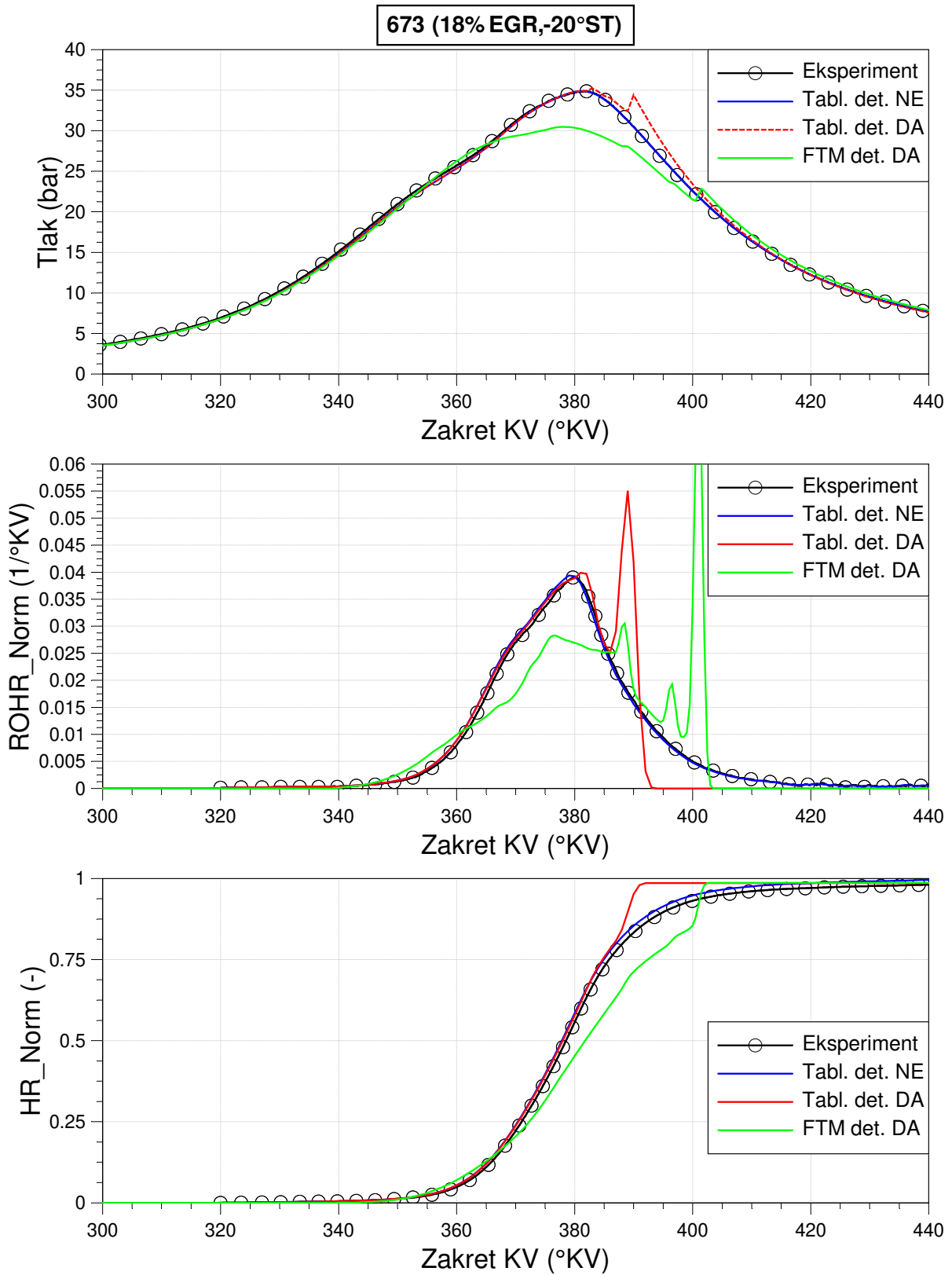
Slika G.4 Krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja i FTM s uključenim izračunom detonantnog izgaranja za RT 594



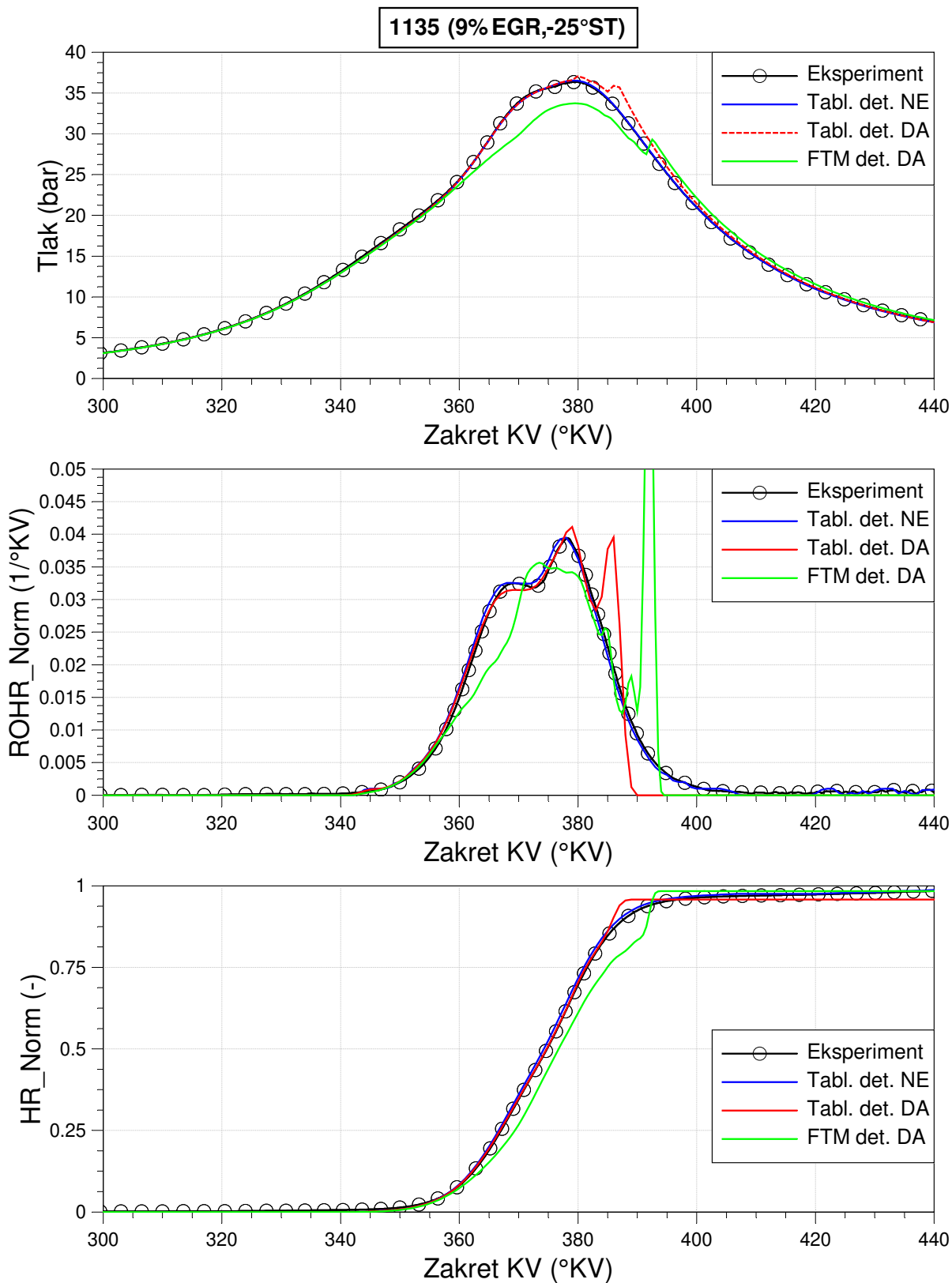
Slika G.5 Krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja i FTM s uključenim izračunom detonantnog izgaranja za RT 620



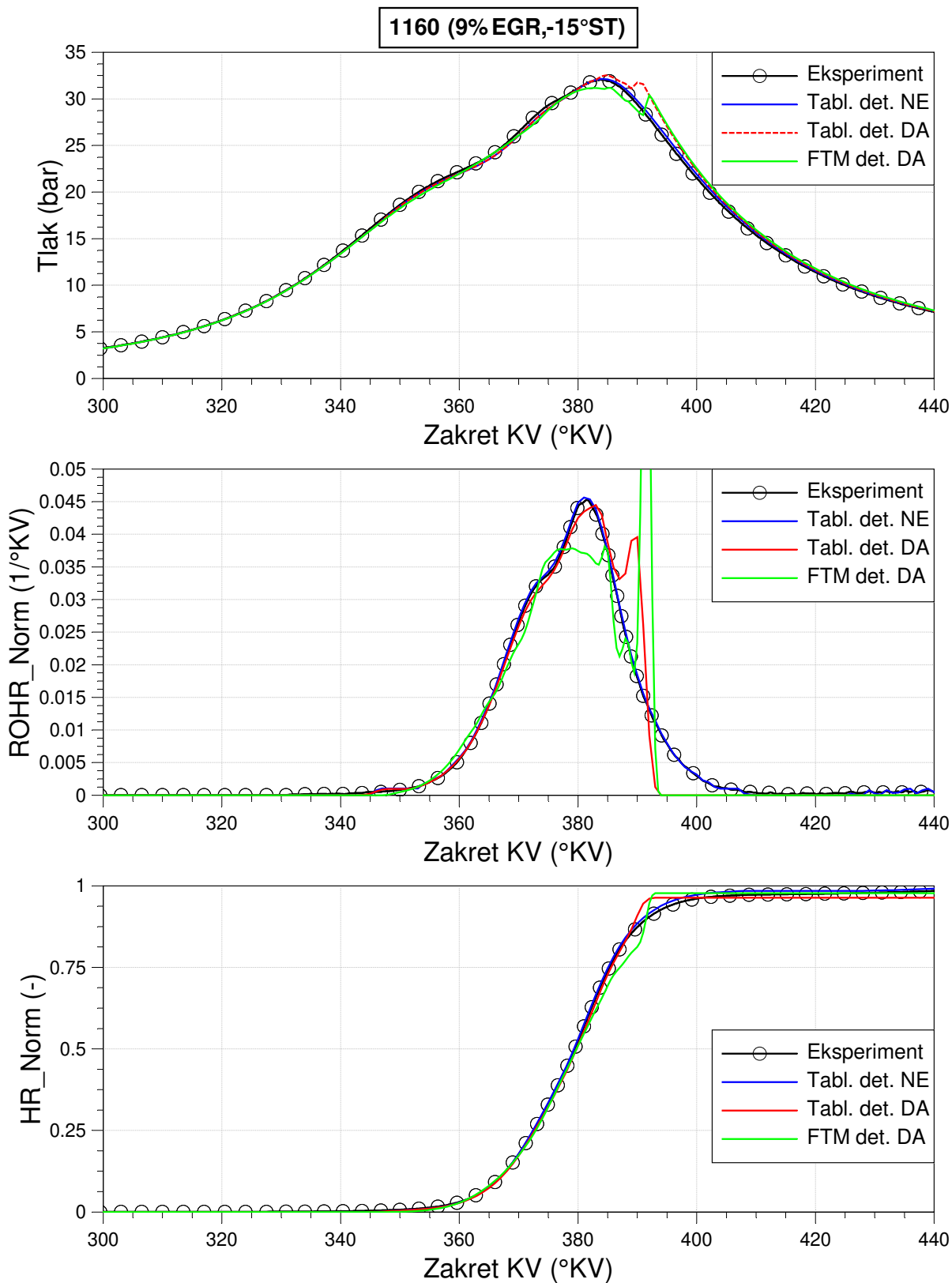
Slika G.6 Krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja i FTM s uključenim izračunom detonantnog izgaranja za RT 656



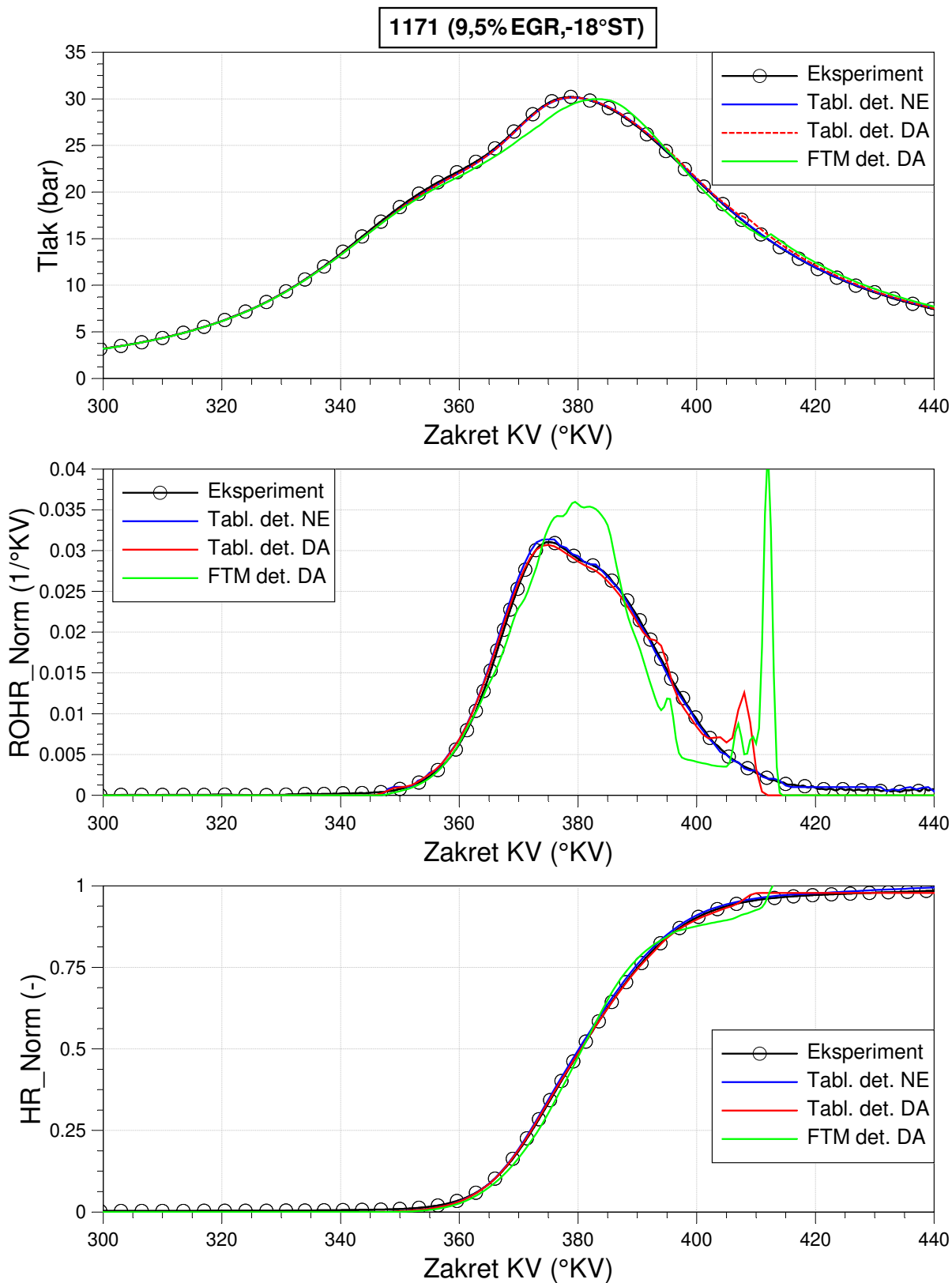
Slika G.7 Krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja i FTM s uključenim izračunom detonantnog izgaranja za RT 673



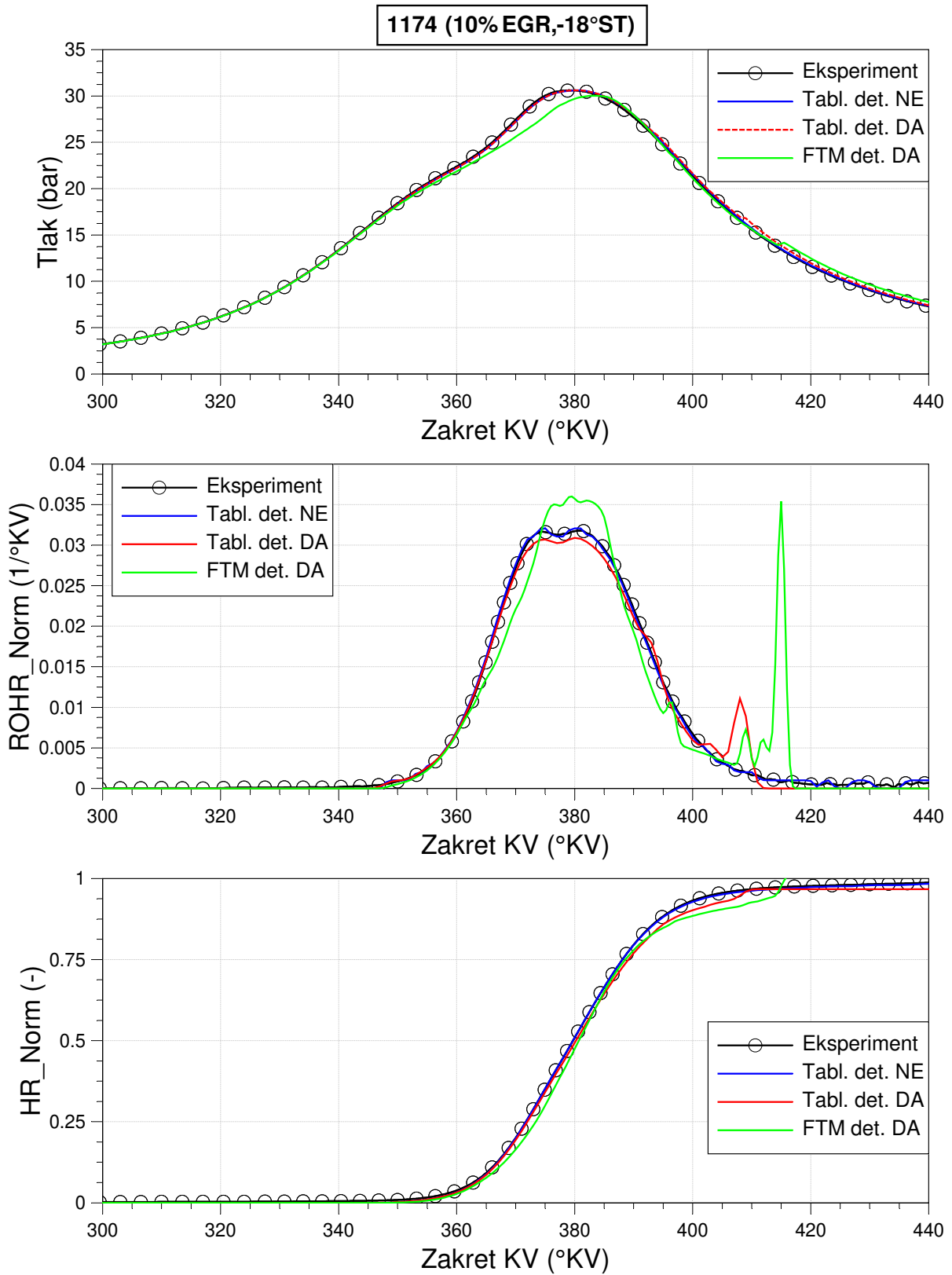
Slika G.8 Krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja i FTM s uključenim izračunom detonantnog izgaranja za RT 1135



Slika G.9 Krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja i FTM s uključenim izračunom detonantnog izgaranja za RT 1160



Slika G.10 Krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja i FTM s uključenim izračunom detonantnog izgaranja za RT 1171



Slika G.11 Krivulje dobivene simulacijom u tabličnom modelu izgaranja i FTM s uključenim izračunom detonantnog izgaranja za RT 1174