



Univerza v Mariboru

Fakulteta za strojništvo

Prehod iz meritev na simulacijski 3D in 1D model zgorevanja za dizelski DI-motor

Diplomsko delo

Študent:	Janez Gotlih
Študijski program:	Strojništvo - UNI
Smer:	Energetika in procesno strojništvo
Mentor:	Red. prof. dr. Leopold Škerget
Somentor:	Red. prof. dr. Niko Samec

Maribor, 2010

IZJAVA

Podpisani Janez Gotlih izjavljam, da:

- je bilo predloženo diplomsko delo opravljeno samostojno pod mentorstvom dr. Leopolda Škergeta in somentorstvom dr. Nika Samca;
- predloženo diplomsko delo v celoti ali v delih ni bilo predloženo za pridobitev kakršne koli izobrazbe na drugi fakulteti ali univerzi;
- soglašam z javno dostopnostjo diplomskega dela v Knjižnici tehniških fakultet Univerze v Mariboru.

Maribor, 11. 10. 2010

Podpis: _____

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentorju dr. Leopoldu Škergetu in somentorju dr. Niku Samcu za pomoč in vodenje pri opravljanju diplomskega dela. Zahvaljujem se tudi sodelavcem v podjetju AVL – AST d.o.o, ki so mi stali ob strani in mi pomagali po najboljših močeh.

Posebna zahvala velja staršem, ki so mi omogočili študij.

Prehod iz meritev na simulacijski 3D in 1D model zgorevanja za dizelski DI-motor

Ključne besede: zgorevanje, dizelski motorji, simulacijske metode, 1D- in 3D-simulacije motorjev, zgorevalni motorji

UDK:

POVZETEK:

Zgorevanje v dizelskih motorjih je mogoče simulirati s pomočjo programske opreme, ki je danes na trgu že zelo razširjena. Vedno bo ostajalo število neraziskanih področij, ki se odkrivajo ob vpeljavi teh simulacijskih orodij. V tej nalogi sem na podlagi meritev in 3D, Fire simulacij sestavil 1D, Boost simulacijski model DI-dizelskega motorja z MCC-modelom zgorevanja, ki sem ga nato nastavil/umeril in rezultate primerjal z meritvami. Ujemanje je pokazalo, da je izbrana metoda dobra in da so simulacijski prijemi sposobni napovedovati trende obnašanja motorjev pri različnih obratovalnih pogojih. V prihodnosti je mogoče naredi še veliko, da se 1D- in 3D-simulacije zgorevanja dodatno zblížajo.

Transition from measurements to 3D and 1D combustion simulations for a DI diesel engine

Key words: Combustion, Diesel engines, Simulation tools, 1D and 3D engine simulations, Combustion engines

UDK:

ABSTRACT:

Combustion in diesel engines can be simulated with the assistance of modern software that is wide spread on the market nowadays. There will always be a wide uncertain field which can be uncovered with implementation of these tools. In the presented diploma work I have constructed a 1D Boost model of a DI diesel engine with usage and calibration of MCC combustion model, based on measurement results and an available 3D Fire model. Analysis of the results showed that calibration method was successful and simulation tools are capable to predict engine behavior at different operating points. In the future, additional work can bring 1D and 3D combustion simulations even closer together.

Kazalo

1	Uvod.....	- 1 -
2	Teoretično ozadje problema.....	- 3 -
2.1	Nekaj o motorjih.....	- 3 -
2.2	Tipi dizelskih zgorevalnih sistemov.....	- 4 -
2.3	Primerjave različnih zgorevalnih sistemov.....	- 4 -
2.4	Fenomenološki model kompresijsko vžganih motorjev.....	- 6 -
2.4.1	Fotografska analiza zgorevanja.....	- 6 -
2.4.2	Zgorevanje v DI-Multispray sistemu.....	- 9 -
2.4.3	Analize podatkov tlaka v cilindru.....	- 13 -
2.4.4	Izkoristek zgorevanja.....	- 13 -
2.5	Vbrizg goriva.....	- 14 -
2.5.1	Zgradba curka.....	- 15 -
2.5.2	Atomizacija.....	- 16 -
2.5.3	Penetracija curka.....	- 16 -
2.5.4	Razporeditev velikosti kapljic.....	- 17 -
2.5.5	Izhlapevanje curka.....	- 17 -
2.6	Zakasnitev vžiga.....	- 18 -
2.6.1	Kvaliteta vžiga goriva.....	- 19 -
2.6.2	Osnove samovžiga.....	- 19 -
2.6.3	Učinki lastnosti goriva.....	- 19 -
2.6.4	Odvisnosti za zakasnitev vžiga v motorjih.....	- 20 -
2.7	Zgorevanje odvisno od stopnje mešanja – Mixing controlled.....	- 22 -
2.7.1	Ozadje.....	- 22 -
2.7.2	Struktura curka in plamena.....	- 22 -
2.7.3	Mešanje zraka in goriva ter stopnja zgorevanja.....	- 23 -
2.8	Emisije.....	- 25 -
3	Meritve – Srednja hitrost in karakteristike vrtincev.....	- 27 -
3.1	Definicije.....	- 27 -

3.2	Vrtinčnost.....	- 33 -
4	3D-zgorevanje – Eddy Break-Up model.....	- 34 -
5	1D-zgorevanje – MCC-zgorevalni model.....	- 35 -
5.1	Zgorevanje, kontrolirano z mešanjem – Mixing controlled combustion	- 35 -
5.2	Ohranitvena enačba za kinetično energijo curka goriva	- 36 -
5.3	Model zakasnitve vžiga.....	- 36 -
5.4	Model vnaprej zmešanega zgorevanja – Premixed combustion	- 36 -
5.5	Segrevanje kapljic in uparjanje	- 37 -
5.6	Nastanek NOx v boostu.....	- 37 -
5.7	Nastanek saj v Boostu	- 38 -
6	Evropski stacionarni cikel.....	- 39 -
7	Lastnosti FM530-motorja in računski modeli.....	- 41 -
7.1	3D-FIRE model	- 43 -
7.2	1D-BOOST model.....	- 48 -
8	Rezultati	- 57 -
8.1	Komentar rezultatov	- 96 -
9	Sklep.....	- 97 -
10	Viri	- 98 -

Kazalo slik

Slika 1: Zgorevanje v DI-motorju z vrtinčenjem [1].....	- 7 -
Slika 2: Kompresijski vžig in proces razvoja plamena [1].....	- 9 -
Slika 3: Tlak v cilindru, dvig igle injektorja, tlak goriva v galeriji [1]	- 10 -
Slika 4: ROHR- in ROI-diagrami za več obratovalnih točk in časov vbrizga [1].....	- 11 -
Slika 5: Tipični diagram stopnje sproščanja toplote (ROHR) [1]	- 12 -
Slika 6: Elektronsko kontroliran sistem za vbrizg goriva [1].....	- 14 -
Slika 7: Prikazuje strukturo tipičnega curka DI-motorja [1]	- 15 -
Slika 8: Fotografiji uparjanja goriva [1].....	- 17 -
Slika 9: Vpliv zgradbe ogljikovodikov na zakasnitev vžiga [1].....	- 20 -
Slika 10: Proces samovžiga in širjenja plamena [1]	- 23 -
Slika 11: Shema variacij hitrosti in označbe pomembnih veličin [1].....	- 29 -
Slika 12: Shema turbulentnih struktur ob vsesavanju skozi ventil [1]	- 30 -
Slika 13: ESC – 13 točk evropskega stacionarnega cikla za merjenje emisij [16].....	- 39 -
Slika 14: Računska 3D-mreža [18].....	- 43 -
Slika 15: Boost model	- 48 -
Slika 16: Srednja skupna stopnja reakcij.....	- 53 -
Slika 17: Srednja turbulentna kinetična energija.....	- 54 -
Slika 18: Srednja stopnja disipacije.....	- 55 -
Slika 19: Normalizirana krivulja vbrizga goriva	- 56 -
Slika 20: Temperature v valju – Fire rezultat	- 58 -
Slika 21: Temperature v valju – nenastavljen Boost rezultat	- 59 -
Slika 22: Temperature v valju – nastavljen Boost rezultat.....	- 60 -
Slika 23: A_25_A_0 – Hitrost uparjanja goriva.....	- 61 -
Slika 24: A_75_A_0 – Hitrost uparjanja goriva.....	- 62 -
Slika 25: A_75_A_-4 – Hitrost uparjanja goriva.....	- 63 -

Slika 26: B_50_A_0 – Hitrost uparjanja goriva	- 64 -
Slika 27: C_25_A_0 – Hitrost uparjanja goriva	- 65 -
Slika 28: A_25_A_0 – Primerjava tlakov v cilindru	- 66 -
Slika 29: A_25_A_0 – Primerjava ROHR	- 67 -
Slika 30: A_25_A_0 – Primerjava nastanka NOx.....	- 68 -
Slika 31: A_25_A_0 – Primerjava nastanka saj	- 69 -
Slika 32: A_25_A_0 – Primerjava akumulacije NOx	- 70 -
Slika 33: A_25_A_0 – Primerjava akumulacije saj	- 71 -
Slika 34: A_75_A_0 – Primerjava tlakov v cilindru	- 72 -
Slika 35: A_75_A_0 – Primerjava ROHR	- 73 -
Slika 36: A_75_A_0 – Primerjava nastanka NOx.....	- 74 -
Slika 37: A_75_A_0 – Primerjava nastanka saj	- 75 -
Slika 38: A_75_A_0 – Primerjava akumulacije NOx	- 76 -
Slika 39: A_75_A_0 – Primerjava akumulacije saj	- 77 -
Slika 40: A_75_A_-4 – Primerjava tlakov v cilindru.....	- 78 -
Slika 41: A_75_A_-4 – Primerjava ROHR	- 79 -
Slika 42: A_75_A_-4 – Primerjava nastanka NOx	- 80 -
Slika 43: A_75_A_-4 – Primerjava nastanka saj.....	- 81 -
Slika 44: A_75_A_-4 – Primerjava akumulacije NOx.....	- 82 -
Slika 45: A_75_A_-4 – Primerjava akumulacije saj	- 83 -
Slika 46: B_50_A_0 – Primerjava tlakov v cilindru	- 84 -
Slika 47: B_50_A_0 – Primerjava ROHR.....	- 85 -
Slika 48: B_50_A_0 – Primerjava nastanka NOx.....	- 86 -
Slika 49: B_50_A_0 – Primerjava nastanka saj	- 87 -
Slika 50: B_50_A_0 – Primerjava akumulacije NOx	- 88 -
Slika 51: B_50_A_0 – Primerjava akumulacije saj.....	- 89 -

Slika 52: C_25_A_0 – Primerjava tlakov v cilindru	- 90 -
Slika 53: C_25_A_0 – Primerjava ROHR.....	- 91 -
Slika 54: C_25_A_0 – Primerjava nastanka NOx	- 92 -
Slika 55: C_25_A_0 – Primerjava nastanka saj	- 93 -
Slika 56: C_25_A_0 – Primerjava akumulacije NOx	- 94 -
Slika 57: C_25_A_0 – Primerjava akumulacije saj.....	- 95 -

Kazalo tabel

Tabela 1: Karakteristike najpogostejših dizelskih zgorevalnih sistemov [1]	- 5 -
Tabela 2: Interpretacija slik dizelskega zgorevanja [1]	- 8 -
Tabela 3: Lastnosti destiliranega dizelskega goriva [1]	- 15 -
Tabela 4: Konstante za Arrheniusovo enačbo za zakasnitev vžiga [1]	- 21 -
Tabela 5: Izračunane zakasnitve vžiga [1]	- 21 -
Tabela 6: Vpliv dizajna motorja in obratovalnih spremenljivk na sproščanje toplote [1] ..	- 24 -
Tabela 7: Model nastajanja NOx v boostu [7].....	- 38 -
Tabela 8: Točke ESC – rdeče označene so obravnavane točke [16].....	- 40 -
Tabela 9: Osnovni podatki motorja	- 42 -
Tabela 10: Podatki injektorja in šobe	- 42 -
Tabela 11: Podatki temperatur sten v valju in površine za prenos toplote	- 42 -
Tabela 12: Specifikacija volumske mreže [18]	- 43 -
Tabela 13: Nastavitve Fire solverja [18]	- 43 -
Tabela 14: Plinsko stanje in robni pogoji [18]	- 44 -
Tabela 15: Aktivirani moduli v Fire modelu [17,18]	- 45 -
Tabela 16: Nastavitve Boost solverja	- 48 -
Tabela 17: Robni pogoji	- 49 -
Tabela 18: Sesalna stran z vstopnim kanalom.....	- 49 -
Tabela 19: Izpušna stran z izstopnim kanalom.....	- 50 -
Tabela 20: Plinsko stanje in robni pogoji	- 50 -
Tabela 21: Zgorevalni MCC-model – nenastavljen boost.....	- 51 -
Tabela 22: Zgorevalni MCC-model – nastavljen boost	- 51 -
Tabela 23: Emisijski modeli	- 52 -
Tabela 24: Primerjava računskih časov	- 57 -

Uporabljeni simboli

$\frac{dQ}{dt}$	–	toplotni tok
$p \frac{dV}{dt}$	–	sprememba notranje energije zaradi spremembe volumna
$\sum_i \dot{m}_i h_i$	–	sprememba notranje energije sistema zaradi entalpije masnih tokov
$\frac{dU}{dt}$	–	sprememba notranje energije sistema
τ_{id}	–	zakasnitev vžiga
E_A	–	aktivacijska energija za samovžig goriva
R	–	splošna plinska konstanta
A	–	konstanta v Arrheniusovi enačbi, odvisna od goriva
n	–	konstanta v Arrheniusovi enačbi, odvisna od goriva
U	–	lokalna hitrost toka v določeni smeri
u'	–	fluktuacijska komponenta hitrosti
$U(\theta)$	–	skupna oz. fazna povprečna hitrost
N_C	–	število ciklov
l_i, τ_i	–	integralna in časovna mera
l_M, τ_M	–	integralna in časovna mikromera (Integral length and time microscales)
l_K, τ_K	–	integralna in časovna Kolmogorova mera
R_x	–	koeficient odvisnosti (autocorrelation coefficient)
ε	–	disipacija
Re	–	Reynoldsovo število
F	–	gorivo
O	–	oksidator
P	–	produkti zgorevanja
$\bar{\omega}_F$	–	srednja stopnja reakcij
A_{EB}, B_{EB}	–	konstanti eddy break up modela
\bar{C}	–	srednja koncentracija goriva, oksidatorja in produktov zgorevanja
Q_{PMC}	–	toploto goriva sproščena v fazi vnaprej zmešani fazi

Q_{MCC}	–	toplota sproščena v difuzijsko kontrolirani fazi
C_{Comb}	–	prameter zgorevanja MCC-model
m_F	–	masa goriva
LCV	–	spodnja kurilna vrednost goriva
C_{Turb}	–	turbulentni parameter MCC-model [-]
C_{Diss}	–	parameter disipacije v MCC-modelu zgorevanja [1/s]
C_{Rate}	–	konstanta mešanja
k	–	lokalna gostota turbulentne kinetične energije [m ² /s ²]
V	–	volumen valja [m ³]
α	–	zasuk ročične gredi [deg CA]
$w_{Oxygen, available}$	–	masni delež razpoložljivega kisika ob začetku vbrizga
C_{EGR}	–	vpliv EGR
E_{kin}	–	kinetična energija curka [J]
$\dot{m}_{F,i}$	–	vbrizgan masni tok goriva [kg]
v	–	hitrost vbrizga [m/s]
μA	–	efektivni presek luknje šobe [m ²]
ρ_F	–	gostota goriva [kg/m ³]
n	–	hitrost motorja [rpm]
m_{stoich}	–	stehiometrična masa svežega zraka [kg/kg]
λ_{Diff}	–	razmernik presežnega zraka za difuzijsko zgorevanje [-]
t	–	čas [s]
I_{id}	–	integral zakasnitve vžiga [-]
T_{ref}	–	referenčna temperatura = 505.0 [K]
T_{UB}	–	temperatura nezgorele cone [K]
Q_{ref}	–	referenčna aktivacijska energija [K]
τ_{id}	–	zakasnitev vžiga [s]
α_{soi}	–	kot začetka vbrizga goriva [degCA]
α_{id}	–	kot zakasnitve vbrizga [degCA]
$m_{fuel, id}$	–	količina goriva, vbrizgana med fazo zakasnitve vžiga

C_{PMC}	–	parameter vnaprej zmešanega zgorevanja (premixed combustion) [-]
$\Delta\alpha_C$	–	trajanje vnaprej zmešanega zgorevanja
$C_{PMC-Dur}$	–	faktor trajanja vnaprej zmešanega zgorevanja
m	–	oblikovni (shape) parameter $m = 2.0$
a	–	vibe parameter $a = 6.9$
λ_C	–	toplotna prevodnost valja [W/ms]
T_C	–	temperatura v valju [K]
T_d	–	ravnovesna temperature izotermičnega hlapenja kapljice [K]
p_c	–	tlak v cilindru [Pa]
v_c	–	hitrost uparjanja [m ² /s]
d_d	–	dejanski premer kapljice [m]
$d_{d,0}$	–	začetni premer kapljice [m]
r_i	–	stopnja nastanka/razpada molekul [mole/cm ³ s]
c_i	–	koncentracije
n_{lo}	–	najnižja hitrost motorja pri ESC [rpm]
n_h	–	najvišja hitrost motorja pri ESC [rpm]

Uporabljene kratice

MCC	–	zgorevanje, določeno s stopnjo mešanja (mixture controlled combustion)
ROHR	–	stopnja sproščanja toplote (rate of heat release)
FM530	–	motor za študije – uporabljen v tej nalogi (forschungsmotor 530)
ESC	–	evropski stacionarni cikel
DI	–	direktni vbrizg (direct injection)
IDI	–	indirektni vbrizg (indirect injection)
TDC	–	zgornja mrtva lega bata (top dead center)
BDC	–	spodnja mrtva lega bata (bottom dead center)
ROI	–	stopnja vbrizga goriva (rate of injection)
ROB	–	stopnja zgorevanja (rate of burning)
SI	–	vžig z iskro (spark ignited)
SOC	–	začetek zgorevanja
EBM	–	eddy break up model
CP	–	parameter zgorevanja MCC (combustion parameter)
TP	–	turbulentni parameter MCC (turbulence parameter)
DP	–	disipacijski parameter MCC (dissipation parameter)
IDCF	–	faktor za zakasnitev vžiga MCC (ignition delay calibration factor)
PCP	–	vnaprej zmešan plamen MCC (premixed combustion parameter)
EVP	–	hitrost uparjanja MCC (evaporation velocity parameter)
NA	–	naravno polnjen motor
NKR	–	nizko kompresijsko razmerje
VKR	–	visoko kompresijsko razmerje

1 Uvod

V diplomski nalogi sem raziskoval mehanizme zgorevanja pri dizelskih motorjih s kompresijskim vžigom in direktnim vbrizgom. V ta namen sem uporabljal programsko opremo, ki jo razvija AVL – AST, in meritve, ki so bile prav tako opravljene pri podjetju AVL. Obravnavani motor se imenuje FM530 (forschungsmotor 530).

Inženirji pri AVL so motor FM530 v študijske namene predhodno izmerili. Tudi 3D Fire model z vsemi potrebnimi geometrijskimi podatki in robnimi pogoji je bil že vnaprej narejen. Moja naloga je bila sestaviti 1D-model motorja in podrobneje raziskati model zgorevanja oz. najti povezave med 1D-, 3D-modeli zgorevanja in meritvami. Analiza je bila izvedena za pet točk evropskega voznega cikla, ki so natančneje predstavljene v nadaljevanju in so bile za FM530 motor izmerjene na merilnem poligonu.

1D-model v Boostu sem sestavil na podlagi Fire modela, ker meritev, potrebnih za sestavo popolnega 1D-modela, nisem imel voljo. Večina podatkov in robnih pogojev je tako vzeta direktno iz 3D Fire modela. 1D-model je zato omejen samo na valj ter sesalni in izpušni kanal. Prvi izračun sem izvedel s standardnimi nastavitvami.

V naslednjem koraku sem na osnovi Fire rezultatov nastavil parametre MCC-zgorevalnega modela. Pričakoval sem izboljšanje ujemanja tlaka v cilindru, ROHR-krivulje (rate of heat release) in emisij. Te so z ROHR in tlakom v cilindru glavni pokazatelj verodostojnosti modela. Na podlagi enačb, ki so uporabljene v MCC-modelu in fizike procesa, sem prišel do zaključka, da so parametri MCC-modela med seboj odvisni (obratno sorazmerni) in imajo vpliv le v ozkem področju motorjevega cikla oz. v kratkem času. Zato sem ubral enostaven in, kot se je izkazalo kasneje, dober način določanja teh parametrov. Tako sem izboljšal rezultate, hkrati overil MCC-zgorevalni model in podal grobe napotke za nastavljanje zgorevalnih parametrov. Prednost tega pristopa je, da so veličine, ki sem jih za nastavljanje MCC-modela sicer vzel iz Fire-a, z modernimi metodami merjenja določljive (Dopplerjeva anemometrija), kar olajša izgradnjo in nastavitvev 1D-modela motorja.

Temo diplomske naloge sem izbral po nasvetu mentorja v podjetju AVL – AST, gospoda Johanna Krammerja. Zamisel je bila narediti analizo povezave meritev in 3D-modela zgorevanja in prehod na 1D-model zgorevanja. Menim, da velik problem pri 1D-simulacijah predstavlja določanje abstraktnih parametrov, kot so na primer parametri zgorevanja, zato je dobro imeti napotke, kako do teh vrednosti priti. Da ne bi bila naloga preobsežna, sem se

omejil na enocilindrski, dizelski motor FM530, za katerega je bilo na voljo dovolj meritev in tudi gotov Fire model. Najprej je bilo potrebno preračunati Fire model in na njegovi podlagi sestaviti in preračunati Boost model. Večino podatkov za sestavo Boost modela sem lahko izvzel iz Fire modela in meritev, nekaj podatkov pa je bilo potrebo pridobiti od proizvajalcev delov motorja (npr. rail pressure za BOSCH fuel injector). Nekatere parametre sem tudi predpostavil. Ko je bil 1D-model zgrajen, je sledilo še nekaj olepšav in pohitritev. V prvem koraku analize sem nameraval parametre zgorevanja poiskati z optimizacijo. To pa se je izkazalo za neučinkovito, saj bi takšna analiza zahtevala preveč časa oz. računalniških kapacitet, kar je v nasprotju z 1D-pristopom, kjer želimo rezultate dobiti kar najhitreje. Me je pa vsak korak vodil naprej in grobi rezultati optimizacije so nakazali smer, v kateri sem nadaljeval svojo študijo.

2 Teoretično ozadje problema

2.1 Nekaj o motorjih

Glavna posebnost motorjev s kompresijskim vžigom oz. dizelskih motorjev v primerjavi z bencinskimi je način vbrizga goriva. Gorivo se pri dizelskih motorjih v valj vbrizga proti koncu kompresijskega cikla tik pred vžigom. Vbrizg v zgorevalni prostor poteka skozi eno šobo ali več majhnih. Hitrosti vbrizga so velike, da se curek razdrobi (atomizira) v majhne kapljice. Gorivo nato izhlapi in se zmeša z zrakom visokega tlaka in visoke temperature. Ko sta temperatura in tlak v zgorevalnem prostoru nad točko vžiga za dano mešanico goriva in zraka, pride do spontanega vžiga mešanice. Vžig se navadno zgodi nekaj trenutkov po vbrizgu. Tlak v cilindru se nadalje povečuje in zgorevanje steče.

V podrobnostih je proces zgorevanja odvisen od karakteristike goriva, dizajna zgorevalne komore, sistema vbrizga goriva in obratovalnih pogojev motorja. Kljub temu da se proces dizelskega zgorevanja danes dokaj dobro razume, je še vedno zaznati veliko pomanjkanje kvantitativnih metod za njegov opis.

Pomembnejše posledice zgorevanja na obratovanje motorja so:

- ker se vbrizg zgodi tik pred začetkom zgorevanja, se ne pojavi klenkanje. Zato se lahko uporabljajo višja kompresijska razmerja, kar povzroči boljši izkoristek goriva v primerjavi z bencinskimi motorji (vžig s svečko);
- da je proces mogoče kontrolirati (vžig in tlake v cilindru je potrebno obdržati znotraj določenih meja), mora imeti gorivo primerno cetansko število;
- ker je delovanje motorja (performance) odvisno predvsem od vbrizganega goriva, količina zraka v cilindru pa se tako rekoč ne spreminja, lahko motor obratuje brez ventila za zrak. S tem se izboljšajo lastnosti pri nižjih obratovalnih točkah (part load);
- zaradi pojava saj, ki so posledica prebogate mešanice zraka in goriva, so nekatere karakteristike slabše kot pri bencinskih motorjih.

Največja težava pri oblikovanju zgorevalne komore dizelskega motorja je zagotovitev dovolj visoke stopnje mešanja goriva in zraka, da dosežemo čim bolj popolno zgorevanje.

2.2 Tipi dizelskih zgorevalnih sistemov

Dizelski motorji so razdeljeni v dve glavni skupini glede na dizajn zgorevalnega prostora:

- motorji z direktnim vbrizgom (DI) – imajo eno zgorevalno komoro, kamor se gorivo direktno vbrizga;
- motorji z indirektnim vbrizgom (IDI) – tukaj je komora razdeljena v dve regiji. Gorivo se vbrizga v predkomoro, ki je povezana z glavno komoro. IDI-izvedba se uporablja predvsem za manjše motorje.

2.3 Primerjave različnih zgorevalnih sistemov

Število izvedb različnih zgorevalnih prostorov je veliko, vendar se je skozi čas ohranilo le nekaj izmed njih, saj so fizikalna znanja in akustične analize izpodrinile druge. Najbolj pomembne lastnosti teh komor so združene v tabeli (Tabela 1) [1].

Za največje in najpočasneje tekoče ladijske motorje so najpogosteje uporabljene diskaste komore. Gibanje goriva in mešanje z zrakom določajo vbrizgalne šobe. Ti motorji so navadno dvotaktni.

V naslednji velikostni razred spadajo veliki motorji za tovornjake in lokomotive. Ti motorji so pogosto izvedeni z dodatnim kompresorjem za zrak.

Pri najmanjših motorjih se uporablja indirektni vbrizgalni sistem, da se zagotovi zadostno gibanje zraka, potrebno za mešanje z gorivom. Geometrijskih izvedb je na tem področju ogromno, vsem pa je skupno, da poskušajo povišati turbulenco

Tabela 1: Karakteristike najpogostejših dizelskih zgorevalnih sistemov [1]

Sistem	Direktni vbrizg				Indirektni vbrizg	
	Negiben/miren	Srednja vrtinčnost	Visoka vrtinčnost »M«	Visoka vrtinčnost - multisprej	Vrtinčna komora	Predkomora
Velikost	Največja	Srednja	Srednja - manjša	Srednja - majhna	Najmanjša	Najmanjša
Taktonst	2/4-taktni	4-traktni	4-traktni	4-traktni	4-traktni	4-traktni
Polnejenje	TC/S	TC/NA	TC/NA	NA/TC	NA/TC	NA/TC
Najvišja vrtilna hitrost [rpm]	120-1200	1800-3500	2500-5000	3500-4300	3600-4800	4500
Izvertina bata [mm]	900-150	150-100	130-80	100-80	95-70	95-70
Hod/Izvertina bata	3,5-1,2	1,3-1,0	1,2-0,9	1,1-0,9	1.1-0.9	1,1-0,9
Kompresijsko razmerje	12-15	15-16	16-18	16-22	20-24	22-24
Komora	Odprta/ plitva posoda	Vdolbina v batu	Globoka vdolbina v batu	Globoka vdolbina v batu	Vrtinčna predkomora	Ena/mnogo predkomor
Režim zračnega toka	Negiben/miren	Srednja vrtinčnost	Visoka vrtinčnost	Najvišja vrtinčnost	Zelo vrtinčen v predkomori	Zelo vrtinčen v predkomori
Število lukenj injektorja	Mnogo	Mnogo	Ena	Mnogo	Ena	Ena
Tlak vbrizga	Zelo visok	Visok	Srednji	Visok	Najnižji	Najnižji

2.4 Fenomenološki model kompresijsko vžganih motorjev

Študije slik zgorevanja dizelskih motorjev, združene z analizami tlaka v cilindru, vodijo k razvoju modelov zgorevanja. Pristop analize sproščanja toplote (ROHR) je pomemben za razumevanje teh modelov.

2.4.1 Fotografska analiza zgorevanja

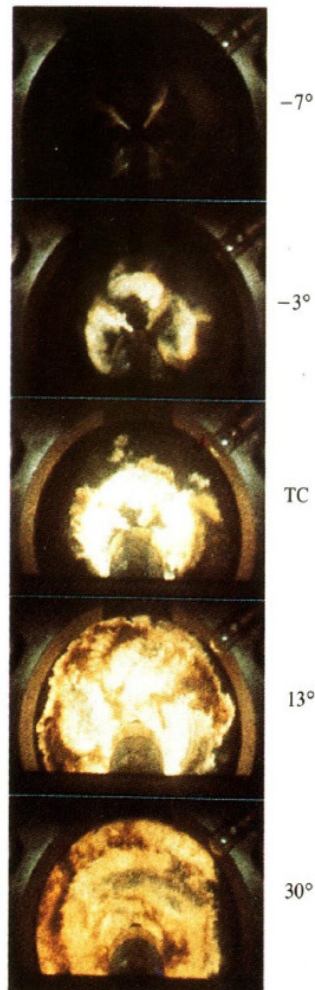
Visokohitrostna fotografija s sposobnostjo zajemanja nekaj tisoč fotografij na sekundo je pogosto uporabljena v študijah zgorevanja dizelskih motorjev. Fotografije nam dajo koristne podatke o naravi zgorevalnega procesa pri različnih tipih motorjev. Slika 1 kaže odsek zgorevanja v DI-motorju z vrtinčenjem.

Fotografije na sliki (Slika 1) so bile posnete na barvni film, od koder je razvidno:

- curek goriva. Kapljice goriva odsevajo svetlobo vanje usmerjenih luči in pokažejo količino in porazdelitev tekočega goriva, preden se to popolnoma upari;
- vnaprej zmešan plamen (premixed flame). Te regije so pretemne, da bi jih posneli z uporabljeno tehniko. Dodatek bakra gorivu da tem, navadno modrim plamenom, zelenkasto barvo, ki je dovolj svetla, da postane vidna;
- difuzijski plamen. Goreči visokotemperaturni delci ogljika v plamenu so dovolj svetli in se kažejo v belorumenih barvah. Ko se plameni ohlajajo, se barva spremeni iz oranžne v rdečo;
- bogate (over-rich) mešanice. Pojav rjavih regij, navadno obdanih z belimi difuzijskimi plameni, nakazujejo področje, bogato z gorivom, kjer nastanejo saje. Kjer se ta regija, bogata z gorivom in sajami, dotakne nezgorelega zraka, se pojavi vroč bel difuzijski plamen.

Notranji krog na fotografijah odgovarja vdolbini v batu, zunanji krog pa obodu valja. Curek goriva (dva sta vidna) se prvič opazi pri -13° . Pri -7° sta curka že pripotovala do stene vdolbine, konice curka pa so bile zaradi vrtinčenja rahlo preusmerjene proti urnemu kazalcu. Slika 1 ob -3° razkrije prvi vžig. Svetle in jasne cone plamena so tukaj lepo vidne. Ena je vidna na vsakem curku. Pri vdolbini je opaziti nekaj zelene barve, ki nakazuje na vnaprej zmešan plamen. Gorivo blizu injektorja je naslednje, ki se bo vžgalo z rumenobelo svetlobo,

ki je posledica saj. Plamen napreduje proti injektorju zelo hitro in vdolbina je pri TDC že napolnjena s plameni. Ob 5° se plamen razširi čez krono bata proti stenam valja. Ob 13° je razvidno nekaj rjavih področij, ki so posledica bogate mešanice goriva in zraka, ki je zadela ob stene valja, in tudi zgorevanja saj. Zadnja slika je posneta 30° po TDC in prikazuje razpad sajastih področij, ki se zmešajo s preostalim zrakom in zgorijo. Zadnji rdeči plameni se opazijo pri 75° po zgornji mrtvi legi, daleč v ekspanzijskem ciklu.



Slika 1: Zgorevanje v DI-motorju z vrtnčenjem [1]

V tabeli (Tabela 2) so zbrane karakteristike različnih regij, prikazane na Slika 1.

Povečane barvne fotografije (Slika 2) plamena okoli enojnega curka goriva, pri pogojih, tipičnih za DI-dizelski motor, nam nudijo dodaten vpogled v kompresijski vžig in proces razvoja plamena.

Na sliki (Slika 2a) se vidi curek vbrizganega tekočega goriva in hitro razvijajoč se plamen, 0.4 ms po vžigu. Zgorevanje se začne v področju zmešanega zraka in uperjenega goriva, ki je nastalo pod vplivom vbrizga in vrtničnega toka zraka, stran od jedra tekočega goriva. V tem področju so se manjše kapljice goriva uparile v vročem zraku, ki jih obdaja, in se pomešale z zadostno količino zraka, da se je začelo zgorevanje.

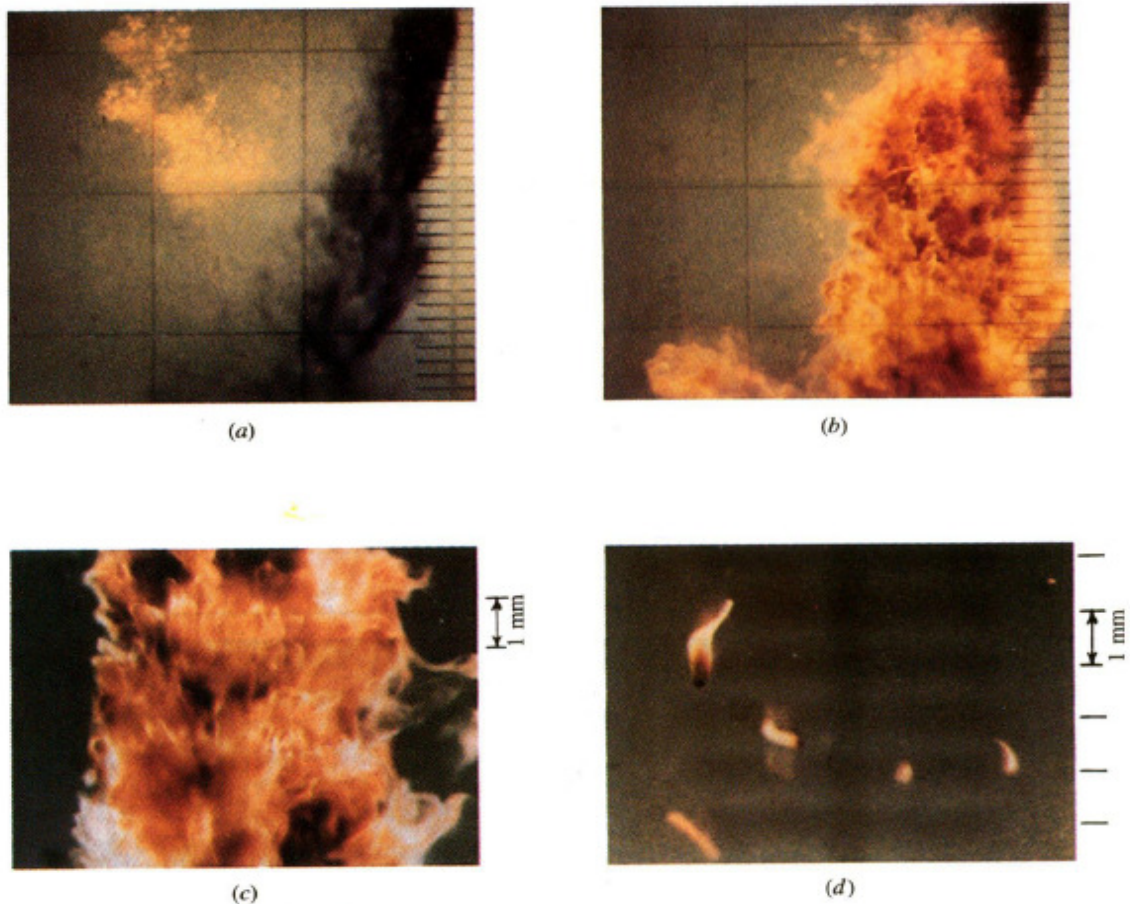
Tabela 2: Interpretacija slik dizelskega zgorevanja [1]

Barva		Razlaga
	Siva	Ozadje – plin (zrak v zgodnjih fazah, produkti zgorevanja v kasnejših fazah) – je transparentno in ne sveti (glow).
	Zelena	Zgodaj v zgorevalnem procesu, slaba svetilnost, vnaprej zmešan – tip plamena, vidno omejen zaradi dodatka bakra v gorivu. Poznejše faze, zgorele plasti temperature nad 1800 °C.
	Bela, rumenobela	Ogljikovi delci zgorevajo v difuzijskem plamenu (2000-2500 °C).
	Rumena, oranžnordeča	Ogljik zgoreva v difuzijskem plamenu pri nižjih temperaturah, nazadnje opazen pri 1000 °C.
	Rjava	Oblaki saj iz z gorivom bogatih regij. Kjer se le-te srečajo z zrakom (sivo), se pojavi bel obris vročega plamena.

Slika 2b kaže isti plamen v času 3.2 ms po vžigu. Plamen obdaja večino tekočega goriva. Vidi se, da temperatura in sestava plamena nista enakomerni.

Na sliki (Slika 2c) je vidna struktura plamena. Visoko razvito področje plamena spominja na plinast turbulentni difuzijski plamen. Velik del turbulentnega plamena, ki je značilen za dizelsko zgorevanje, predstavlja zgorevanje žepkov zraka in goriva. Proti koncu zgorevanja je vidno zgorevanje kapljic goriva z razvitim plamenom.

Slika 2d kaže isto področje komore kot slika 3c, le da je čas prestavljen na konec vbrizgalnega procesa. Vidi se nekaj velikih kapljic, ki gorijo z lastnimi plameni. Sklepamo, da se te velike kapljice tvorijo ob koncu vbrizga, ko se šoba zapira.



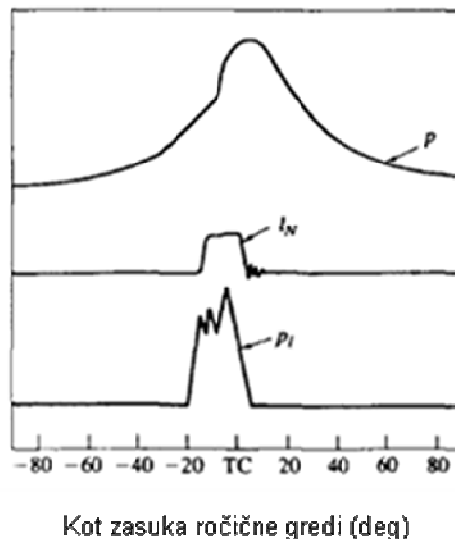
Slika 2: Kompresijski vžig in proces razvoja plamena [1]

2.4.2 Zgorevanje v DI-Multispray sistemu

Slika 3 prikazuje tipične podatke za tlak v cilindru, dvig igle injektorja in tlak goriva v galeriji (Rail pressure) skozi kompresijski in ekspanzijski proces v DI-dizelskem motorju. Motor ima centralno injiciranje goriva skozi štiri šobe v diskasto oblikovano komoro z batom z vdolbino. Stopnja vbrizga se lahko preračuna iz tlaka goriva, tlaka v cilindru, geometrije šobe, dviga igle in profila dviga (Slika 4). Oblika ROHR je tipična za DI-motorje pri različnih obratovalnih pogojih. Na ROHR-krivulji ni opaziti povečane sprostitve toplote, dokler ne pride do pojava uparjanja goriva in segrevanja le-tega.

Proces zgorevanja lahko razčlenimo v 3 stopnje:

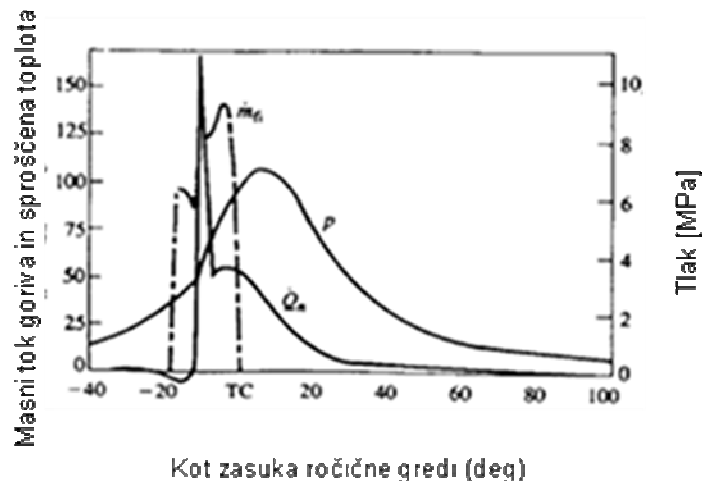
- ROHR je v prvi stopnji zgorevanja visoka. Proces traja le kratek čas. Tukaj se pojavi hiter dvig tlaka v cilindru;
- druga stopnja ROHR-krivulje odgovarja obdobju nižjega sproščanja toplote. To je najobsežnejše obdobje sproščanja toplote in traja približno 40° zasuka ročične gredi. Približno 80 % vse energije goriva je sproščene v prvih dveh stopnjah;
- tretja stopnja odgovarja repu ROHR-diagrama, kjer majhen, vendar očiten del sproščanja toplote vztraja daleč v ekspanzijski cikel. Tukaj se sprosti približno 20 % preostale energije goriva.



Slika 3: Tlak v cilindru, dvig igle injektorja, tlak goriva v galeriji [1]

Na podlagi študij ROHR- in ROI-diagramov (Slika 4), za več obratovalnih točk in časov vbrizga so bili razviti naslednji sklepi:

- skupen čas zgorevanja je mnogo daljši kot čas vbrizga;
- absolutna stopnja zgorevanja se povečuje sorazmerno s hitrostjo motorja;
- višina začetnega skoka ROHR-krivulje je odvisna od zaostanka vžiga in je višja, čim višji je ta zaostanek.



Slika 4: ROHR- in ROI-diagrami za več obratovalnih točk in časov vbrizga [1]

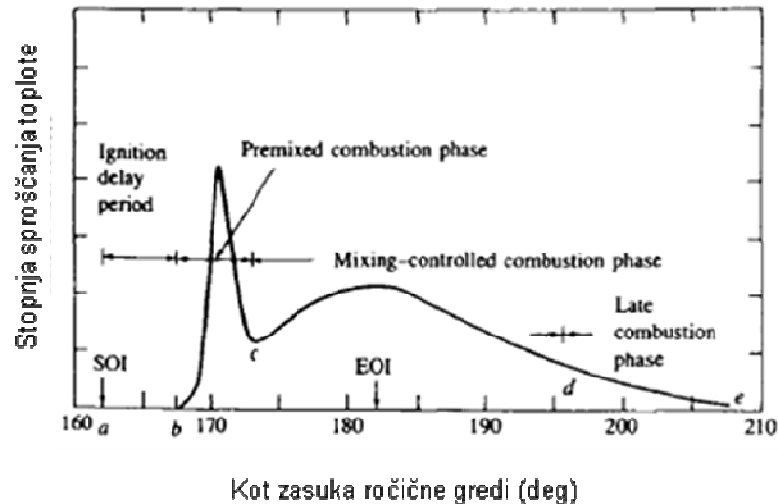
Tipični diagram stopnje sproščanja toplote (ROHR) je prikazan na sliki (Slika 5).

ROHR lahko razdelimo na 4 faze:

- zakasnitev vžiga,
- vnaprej zmešana faza,
- faza zgorevanja, kontroliranega z mešanjem,
- pozno zgorevanje.

Zakasnitev vžiga je obdobje med začetkom vbrizga goriva (SOI) in začetkom zgorevanja (SOC).

Sledi vnaprej zmešana faza in obdobje hitrega gorenja. V tej fazi zgoreva gorivo, ki je bilo zmešano z zrakom, do pogojev zgorevanja med fazo zakasnitve vžiga. Proces se odvije hitro, v času nekaj stopinj zasuka ročične gredi. Ko se tej goreči mešanici doda gorivo, ki postane pripravljeno za zgorevanje, se to na ROHR pokaže kot velika količina sproščene toplote.



Slika 5: Tipični diagram stopnje sproščanja toplote (ROHR) [1]

Sledi faza ko je zgorevanje primarno kontrolirano z mešanjem. Ko se zrak in gorivo, zmešana v prejšnjih fazah, porabita, je ROHR odvisen od pogojev, ki vplivajo na to, da mešanica postane primerna za zgorevanje. Tukaj je vpletenih mnogo procesov – atomizacija, uparjanje goriva, mešanje hlapov goriva in zraka, predzgovalne kemične reakcije. Stopnja zgorevanja je v tej fazi predvsem odvisna od procesa mešanja par goriva in zraka. ROHR-krivulja lahko ali pa tudi ne doseže drugi, navadno nižji vrh v tej fazi. ROHR se s časom niža.

Pozno zgorevanje. Sproščanje toplote se v ekspanzijskem ciklu nadaljuje počasneje. Za to je več razlogov:

- majhen delež goriva še ni zgorel;
- delež energije goriva, ki je prisoten v sajah in drugih z gorivom bogatih produktih zgorevanja in se še vedno lahko sprosti;
- polnjenje cilindra ni homogeno in mešanje v tej fazi stopnjuje popolnost zgorevanja in niža količino nezgorelih produktov.

Kinetika zgorevanja postaja počasnejša sorazmerno z nižanjem temperature v ekspanzijskem ciklu.

2.4.3 Analize podatkov tlaka v cilindru

Diagram tlaka v cilindru glede na kot zasuka ročične gredi v fazi kompresije in ekspanzije nam nudi koristne podatke o napredovanju zgorevanja. Metode za analizo stopnje sproščanja toplote iz kemične energije goriva oz. iz stopnje zgorevanja bodo kasneje podrobneje opisane. Metode za opis zgorevanja so podobne kot za SI-motorje in se opirajo na prvi zakon termodinamike. Za opis takšnega sistema je potrebno poznati prenos toplote čez meje sistema, opravljeno delo sistema zaradi spreminjanja volumna, masni tok v sistem in iz njega, entalpijo toka in kalorično notranjo energijo sistema [4].

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_i \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (2.1)$$

To pa ni vedno enostavno zaradi naslednjih težav:

- gorivo je injicirano v cilindar, kjer se upari in meša z zrakom. Proces je neuniformen in se spreminja s časom;
- sestava zgorelih plinov je neznana in prav tako neuniformna;
- natančnost korelacij za opis prenosa toplote so slabo definirane;
- mrtvi volumni (volumen med batom, obročki in steno cilindra) ohladijo bližnji zrak skoraj na temperaturo sten in povečajo prenos toplote in hkrati ustvarjajo neenakomernosti v cilindru.

2.4.4 Izkoristek zgorevanja

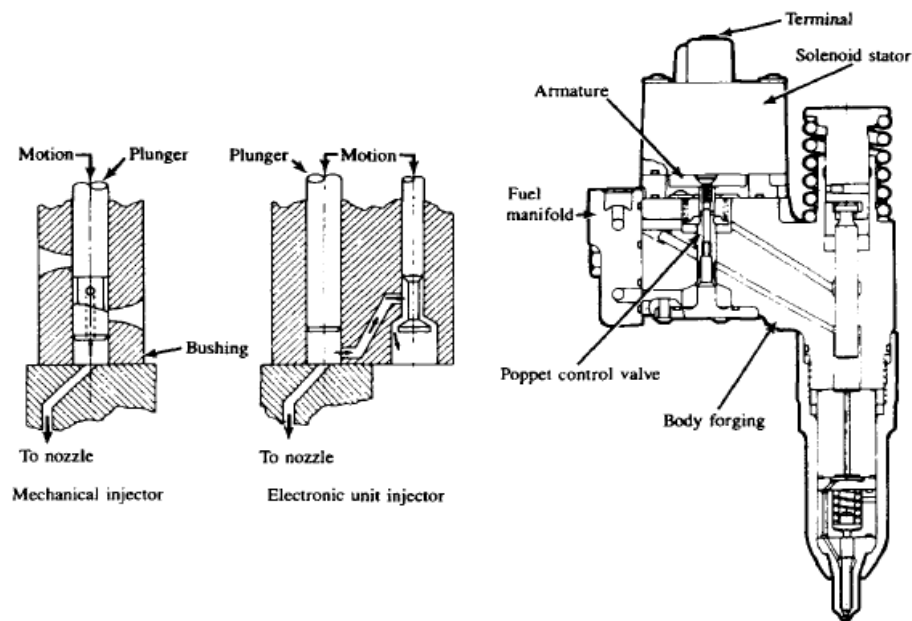
Zelo pomemben podatek pri opisovanju sproščanja toplote in količine zgorelega goriva je popolnost zgorevanja. Na slabo popolnost zgorevanja nakazuje črn dim v izpuhu (saje, predvsem ogljik). Nezgoreli produkti zgorevanja (nezgoreli ogljikovodiki, ogljikov monoksid) in saje predstavljajo nepopolnost zgorevanja, ki pa ni velika. Pri polnih obratovalnih pogojih bi bilo zgorevanje nesprejemljivo, če bi samo 0,5 % vbrizganega goriva rezultiralo v sajah v izpuhu. Ogljikovodiki so v izpuhu prisotni v stopnji 1 % ali manj vstopnega goriva, 0,5 % pa je tipična vrednost za ogljikov monoksid. Tako je nepopolnost zgorevanja nižja kot 2 % [3].

2.5 Vbrizg goriva

Gorivo je vbrizgano v valj skozi šobe pod velikim pritiskom. Tlak v cilindru je tipično 50–100 bar, medtem ko se gorivo vbrizga pri tlakih med 200 in 2000 bari. Ta razlika v tlaku je potrebna, da vbrizgano tekoče gorivo vstopi v valj pri dovolj visokih hitrosti, da se atomizira v majhne kapljice, kar omogoča hitro uparjaje in mešanje.

Primeri najpogostejših sistemov za dizelski vbrizg goriva so na kratko predstavljeni na slikah (Slika 6 in Slika 7). Naloga vbrizgalnega sistema je, da vbrizga potrebno količino goriva glede na obratovanje motorja, v vsak valj v vsakem ciklu. Vbrizg se mora zgoditi v pravem trenutku s pravo stopnjo vbrizga in konfiguracijo curka, za obravnavano zgorevalno komoro. Pomembno je, da se vbrizg izvede čisto, da ne prihaja do sekundarnih vbrizgov.

Gorivo je navadno s črpalko iz rezervoarja črpano skozi filter do črpalke injektorja. Črpalka injektorja nato gorivo pošlje do šob injektorja, ki so locirane na glavi cilindra. Odvečno gorivo se vrne v rezervoar.



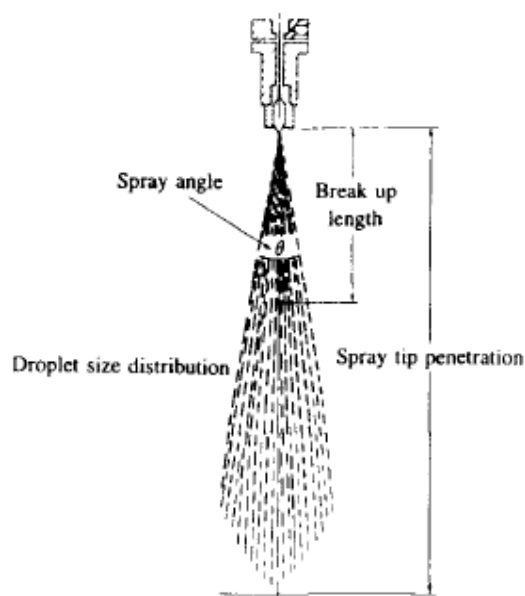
Slika 6: Elektronsko kontroliran sistem za vbrizg goriva [1]

2.5.1 Zgradba curka

Skoraj najpomembnejši del injektorja je šoba. Različni injektorji imajo različno število šob v različnih izvedbah. Temperatura zraka v cilindru ob vbrizgu je navadno okoli 1000 K, gostota pa med 15 in 25 kg/m³. Premeri šobe so med 0.2 in 1 mm in z razmerjem dolžina premer 2–8. Tipične lastnosti destiliranega dizelskega goriva so navedene v spodnji tabeli (Tabela 3).

Tabela 3: Lastnosti destiliranega dizelskega goriva [1]	
Gorivo	
	Dizel (destiliran)
Specifična teža [kg/dm ³]	0.8
Viskoznost [kg/ms]	3-10
Površinska napetost [N/m] (pri 300 K)	3*10 ²

Ko tekoči curek zapusti šobo in vstopi v zgorevalni prostor, kjer se meša z zrakom, postane turbulenten in se razširi po prostoru. Začetna hitrost vbrizga je večja od 100 m/s. Zunanja površina curka se zdrobi v majhne kapljice (10 μm). Tekoči curek goriva se po vstopu v cilindar razdrobi v kapljice različnih velikosti na končni dolžini, imenovani razpadna dolžina (break up length). Po vbrizgu se mešanje zraka in goriva znotraj curka povečuje, curek pa se širi in upočasnjuje. Kapljice goriva se uparijo.



Slika 7: Prikazuje strukturo tipičnega curka DI-motorja [1]

2.5.2 Atomizacija

Pri pogojih vbrizga, značilnih za dizelski motor, gorivo navadno vbrizgamo v stožčasti obliki. To se imenuje režim atomizacije (atomization break up regime) in ustvari kapljice mnogo manjše velikosti, kot je premer na izstopu iz šobe. Režimi se med seboj razlikujejo predvsem po velikostih kapljic.

Nizke hitrosti curka (Reyleigh režim) povzročijo, da se prekinitev zgodi zaradi nestabilnih pogojev rasti površinskih valov, ki jih povzroča površinska napetost curka goriva, kar rezultira v kapljicah, večjih, kot je premer šobe.

Če se hitrost vbrizga povečuje, se kapljice manjšajo do velikosti šobe. To se zgodi zaradi sil, ki se pojavijo kot posledica relativnega gibanja med curkom in zrakom in zaradi površinskih napetosti v curku goriva. To se imenuje first-wind induced break up regime.

Če se hitrost vbrizga še dalje povečuje, se kapljice manjšajo vse do atomizacije, ki se izvaja takoj na izstopu iz šobe in rezultira v najmanjših kapljicah.

Zaključimo lahko, da se kot vbrizganega curka večja z večanjem gostote plina in hitrostjo vbrizganega curka. Nižja viskoznost goriva povzroči hitrejšo atomizacijo, izvedba šobe pa prav tako vpliva na hitrost atomizacije. Kot curka se manjša z večanjem dolžine šobe, zaokrožene šobe pa povzročajo manjše kote vbrizga kot ostre šobe. Izparevanje goriva ne vpliva odločilno na obliko curka.

2.5.3 Penetracija curka

Hitrost in količina curka, ki se širi po zgorevalnem prostoru, imata močan vpliv na porabo zraka in mešanje zraka z gorivom. V nekaterih izvedbah motorjev, kjer so stene zelo vroče in imamo visoko vrtinčnost zraka, je zaželen vbrizg goriva na stene. V večini drugih primerov (multispray) z nizko vrtinčnostjo zraka in hladnimi stenami v valju pa to ni zaželeno, saj niža stopnjo mešanja, povečuje emisije nezgorelih in delno zgorelih produktov. Neprimerna penetracija povzroči tudi nepopolno porabo zraka, saj se zrak na robovih valja slabo meša z gorivom ali pa se sploh ne.

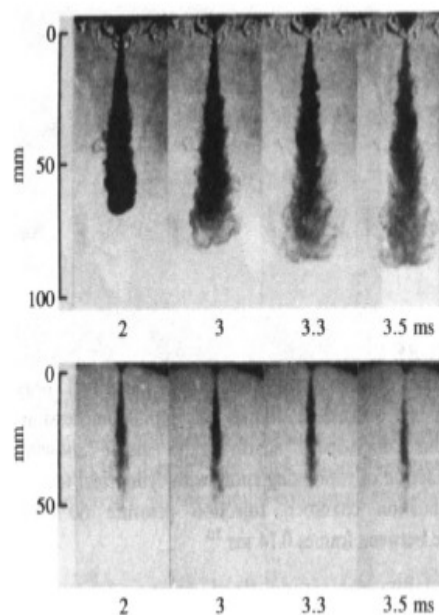
2.5.4 Razporeditev velikosti kapljic

Razporeditev goriva po poti curka v obliki čim manjših kapljic je pomembna, da se doseže velika površina, preko katere lahko gorivo izpareva. Porazdelitev velikosti kapljic v curku je odvisna od parametrov injektorja in snovskih lastnosti goriva ter zraka. Med vbrizgom se pogoji vbrizga, kot so tlak vbrizga, površina okolice šobe in stopnja vbrizga lahko spreminjajo. Posledično se razporeditev velikosti kapljic na različnih lokacijah v curku spreminjajo med injiciranjem. Dodatno ima zaradi različne atomizacije kapljic v jedru in na robovih curka vsaka kapljica lastno trajektorijo, odvisno od svoje velikosti, začetne hitrosti in lokacije v curku. Ti pojavi še niso dokončno raziskani.

2.5.5 Izhlapevanje curka

Injicirano tekoče gorivo se razdrobi (atomizira) v majhne kapljice blizu izhoda iz šobe, kjer se zmeša z zrakom in izhlapi.

Ko je začetni del injiciranja končan, se dolžina jedra curka, ki je še ukapljen, ne spreminja vse do konca procesa injiciranja. To jedro je obdano s širšim curkom, ki zajema hlape, in se širi globlje v zgorevalno komoro.



Slika 8: Fotografiji uparjanja goriva [1]

Slika 8 prikazuje strukturo izhlapevajočega dizelskega curka v hitrokompresijski napravi, injiciranega v dušik pri 3.4 MPa in 670 K. Čas vbrizga je znašal 3.3 ms. Zgornja izmed fotografij prikazuje področja par goriva in tekočega goriva. Spodnja fotografija prikazuje samo tekoče jedro.

Da bi določili hlapenje goriva kar se da točno, moramo v enačbah upoštevati parametre, kot so:

- velikost kapljice,
- hitrost kapljice,
- temperatura kapljice itd.

2.6 Zakasnitev vžiga

Zakasnitev vžiga je definirana kot čas med začetkom vbrizga in začetkom zgorevanja. Začetek vbrizga je navadno čas, ko se igla injektorja začne dvigovati iz sedeža. Začetek zgorevanja je težje natančno določiti. Ena izmed definicij je, ko se opazi sprememba na ROHR-krivulji, ki izhaja iz krivulje tlaka v valju ob vžigu. Tudi merilniki svetlosti plamena se uporabljajo za zaznavo prvih plamenov. Za DI-motorje je začetek vžiga lažje določljiv kot za IDI-motorje. Izkušnje kažejo, da se pod normalnimi pogoji plameni pojavijo kasneje, kot pa se pojavi dvig tlaka [13,14].

Fizikalni in kemični procesi se morajo odviti, preden se zaznaven delež kemične energije goriva sprosti.

Fizikalni procesi so :

- atomizacija goriva,
- hlapenje kapljic goriva,
- mešanje hlapov goriva in zraka.

Kemični procesi so:

- reakcije v gorivu pred začetkom gorenja,
- mešanje zraka in zaostalnih plinov, kar vodi do samovžiga.

2.6.1 Kvaliteta vžiga goriva

Kvaliteta vžiga goriva je določena z njegovim cetanskim številom. Metoda, uporabljena za določitev kvalitete vžiga, je podobna tisti za določanje klenkanja v bencinskih motorjih. Dve vrsti goriva določata meje za določitev cetanskega števila goriva. To sta cetan (n-hexadecane, C₁₆H₃₄), ki mu pripisujemo cetansko število 100, in isooctane heptamethylnonane (HMN), ki ima nizko kvaliteto vžiga in predstavlja spodnjo mejo skale s cetanskim številom 15.

2.6.2 Osnove samovžiga

Študije samovžiga so bile narejene v komorah s konstantnim volumnom, v reaktorjih za simulacijo stacionarnih pogojev ali v hitrih kompresijskih strojih pod kontroliranimi pogoji. V nekaterih primerih sta bila gorivo in zrak vnaprej zmešana, v drugih je bilo gorivo vbrizgano naknadno. Pokazalo se je, da sta najpomembnejša parametra temperatura in tlak sistema [2].

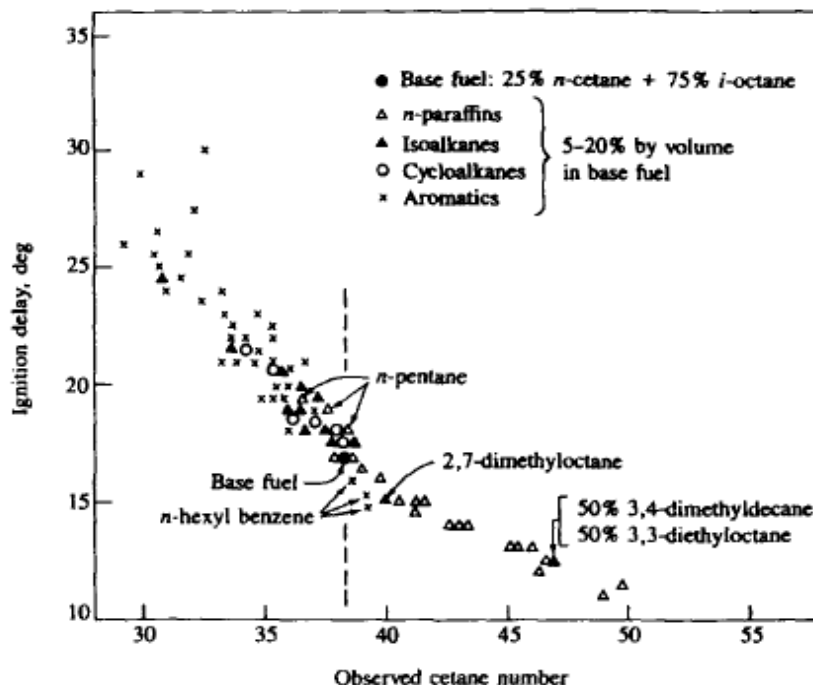
Fizikalni faktorji, ki vplivajo na zakasnitev vžiga:

- trenutek vbrizga,
- količina injiciranega goriva,
- velikost kapljice,
- hitrost injiciranja in oblika (rate),
- temperatura in tlak vsesanega zraka,
- hitrost motorja,
- učinki sten zgorevalne komore,
- stopnja vrtnčenja,
- koncentracija kisika.

2.6.3 Učinki lastnosti goriva

Cetansko število je odvisno od molekularne strukture goriva. Navadni alkani imajo najvišjo kvaliteto vžiga, medtem ko aromatični dodatki slabšajo kvaliteto zgorevanja (alkoholi ...). Od tukaj na primer izvirajo težave z zgorevanjem metanola, dodanega dizlu. Slika 9 prikazuje vpliv zgradbe ogljikovodikov na zakasnitev vžiga v DI-dizelskih zgorevalnih procesih, pri konstantnih obratovalnih pogojih in konstantnem kompresijskem razmerju [15].

Cikoalkani in aromati navadno nižajo cetansko število. Cetansko število komercialnega dizla je okoli 40 – 55.



Slika 9: Vpliv zgradbe ogljikovodikov na zakasnitev vžiga [1]

Fizikalne karakteristike dizelskega goriva nimajo večjega vpliva na zakasnitev vžiga.

2.6.4 Odvisnosti za zakasnitev vžiga v motorjih

Mnogo korelacij je bilo predlaganih za napoved zakasnitve vžiga kot funkcije motorja in zračnega polnjenja. Te imajo navadno obliko (2.2) in bazirajo na meritvah, izvedenih v raznih reaktorjih. Obstaja nekaj modelov za napoved teh korelacij.

$$\tau_{id} = Ap^{-n} \exp\left(\frac{E_A}{RT}\right) \quad (2.2)$$

Tabela 4: Konstante za Arrheniusovo enačbo za zakasnitev vžiga [1]

Raziskovalec	Pogoji			Parametri			
	Merilne naprave	Gorivo	P, atm	T, K	n	A	E_A/\overline{RT}
Spadaccini in TeVelde #1	Stedy flow	No. 2 Diesel	10–30	650–900	2	$2,43 \times 10^{-9}$	20,926
Spadaccini in TeVelde #2	Stedy flow	No. 2 Diesel	10–30	650–900	1	$4,00 \times 10^{-10}$	20,080
Stringer et al	Stedy flow	Dizel 45-50 cetansko število	30–60	770–900	0,757	0,0405	5,473
Wolfer	Bomba konstantnega volumna	Gorivo s cetanskim številom >50	8–48	590–782	1,19	0,44	4,650
Hiroyasu et al	Bomba konstantnega volumna	Kerozin	1–30	673–973	1,23	0,0276	7,280

Tabela 5: Izračunane zakasnitve vžiga [1]

Motor	Pogoji			$\tau_{id} [ms]$				
	Hitrost [rpm]	P, [atm]	T, [K]	Spadaccini in TeVelde		Stringer et al	Wolfer	Hiroyasu et al
				#1	#2			
DI Dizel								
1. NKR		42,8	781	0,57	1,37	2,60	1,92	2,39
2. VKR	1500	58,8	975	0,0015	0,0060	0,508	0,407	0,322

2.7 Zgorevanje odvisno od stopnje mešanja – Mixing controlled

2.7.1 Ozadje

Do sedaj sem analiziral vbrizg, mešanje, zgorevanje, atomizacijo, hlapenje, razvoj curka, dodatek zraka, vžig in gorenje. IZpeljane korelacije so sicer logične povezave, vendar pa procesa ne opisujejo dovolj natančno. V nadaljevanju se bom zato posvetil relacijam med obnašanjem curka, strukturo plamena in stopnjo zgorevanja.

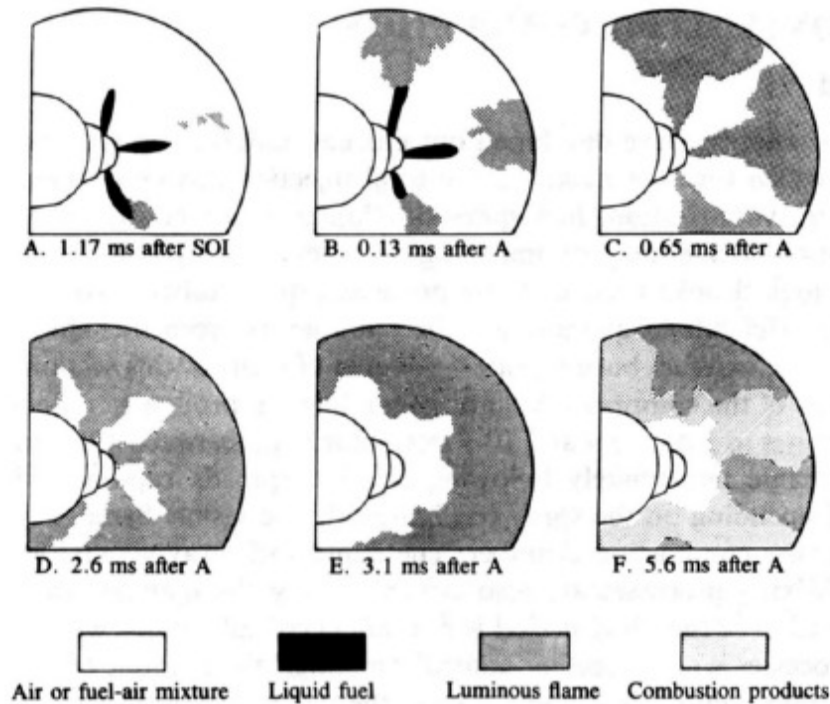
Odvisno od konfiguracije curka, vidni plamen lahko zapolni ves zgorevalni prostor. Obliki plamena in curka sta tesno povezani. Proces mešanja so prav tako kritični skozi fazo zakasnitve vžiga, medtem ko dolžina zakasnitve ni močno odvisna od curka, s katerim skupaj določata mešanje v tej fazi.

Dejstvo je, da je dizelsko zgorevanje pretežno odvisno od mešanja goriva in zraka. Dobri modeli, ki ta pojava združujejo, pa še ne obstajajo. Problemov je več. Geometrija curka v realnih dizelskih motorjih je zelo kompleksna. Fenomeni, ki jih je potrebno opisati, so preslabo raziskani (nestacionarni turbulentni difuzijski pojavi v plamenu). Modeli, ki bazirajo na termodinamiki dizelskega zgorevanja, so podvrženi predvsem empiriki in napovedujejo stopnjo zgorevanja na osnovi atomizacije, hlapenja, razvoja curka itd. Obstajajo pa tudi podmodeli, ki bazirajo na turbulenci vbrizga.

2.7.2 Struktura curka in plamena

Struktura curka je sestavljena iz kapljevitega jedra in hlapov goriva, ki jedro obdajajo. Koncentracije goriva se nižajo od osi tekočine v radialni in aksialni smeri, gostote pa so odvisne tudi od lokalnih turbulenc.

Slika 10 prikazuje proces samovžiga in širjenja plamena v odvisnosti od vbrizga, oblike curka in porazdelitve kapljic za DI-motorje. Vidijo se sledovi curka tekočega goriva. Sledi zunanje meje curka tekočega goriva in plamena so lepo vidne na slikah dizelskega zgorevanja.



Slika 10: Proces samovžiga in širjenja plamena [1]

Takšne študije so pokazale, da se samovžig najprej pojavi na robovih curka med konico curka in šobo. Na sliki (Slika 10) se vidi, da se na konturah plamen hitro širi. Turbulentno mešanje lahko povzroči spontani samovžig tudi na drugih mestih, odmaknjenih od pravkar omenjenih. Turbulence so pomemben mehanizem za širitev plamenov. Od tu naprej je širitev plamena hitra, ekspanzija gorečega plina pa deformira originalni curek. Ti fenomeni so primerljivi pri vseh curkih goriva, niso pa identični. Tudi vrtinčnost zraka povečuje mešanje.

2.7.3 Mešanje zraka in goriva ter stopnja zgorevanja

Model zgorevanja oz. sproščanja toplote, ki je dobljen iz tlakov cilindra, razdeli zgorevanje v dve glavni veji (Slika 5).

Prva je vnaprej zmešano zgorevanje, kjer se porabi gorivo, ki se je zmešalo z zrakom v fazi zakasnitve vžiga.

Druga faza je odvisna od mešanja zraka in goriva, kjer so stopnje gorenja nižje. Eksperimentalna dognanja ROHR-analiz nakazujejo, da glavnina goriva zgori v drugi fazi (75 %).

Tabela 6: Vpliv dizajna motorja in obratovalnih spremenljivk na sproščanje toplote [1]

↑ dvig, ↓ padec, * minimalni vpliv				
Vpliv na				
Spreminjan parameter	τ_{id}	\dot{m}_m	\dot{Q}_p	\dot{Q}_m
Stopnja vbrizga ↑	*	↑	↑	↑
Tlak TC-polnjenja ↑	↓	*	↓	*
Kompresijsko razmerje ↓	↑	*	↑	*
Št. lukenj injektorja ↑	*	↑	↑	↑
Napredek vbrizga ↑	↑	*	↑	*
Vrtinčnost ↑	*	↑	↑	↑
Temperatura vsesanega zraka ↓	↑	*	↑	*
Tlak vbrizga ↑	*	↑	↑	↑
Hitrost ↑	*	↑	↑	↑

Na teh dognanjih temeljijo modeli sproščanja toplote v dizelskih motorjih. Jasno je, da sta stopnja mešanja in stopnja zgorevanja na primerljivih nivojih. Predpostavke o procesih turbulentnega mešanja curka v dizelskih zgorevalnih komorah kažejo, da so časi mešanja primerljivi s časi sproščanja toplote, in so mnogo daljši od časov hlapenja in kemičnih in kinetičnih procesov.

Eksperimenti pri različnih dizajnih dizelskih motorjev in različnih obratovalnih pogojih so pokazali, da je vodilni parameter zgorevanja mešanje goriva in zraka.

2.8 Emisije

Že približno zadnjih 35 let narašča zaskrbljenost nad produkti zgorevanja avtomobilskih motorjev, njihovo naravo in sestavo. Najprej se je največ pozornosti posvečalo bencinskim motorjem, saj so le-ti povzročali občutno večje emisije delcev in dima kot dizelski motorji. Pospešen razvoj pa je emisije bencinskih motorjev uspel znižati na nivo pod emisijami dizelskih motorjev.

Glavni problem emisij dizelskih motorjev je dim, saj je dobro viden posebej pri višjih obratovalnih pogojih. V preteklosti je ta dim veljal za nenevarnega, vendar so se sčasoma pojavili dvomi o njegovi neoporečnosti in neškodljivosti za človekovo zdravje. Posebej vdihavanje majhnih, vročih delcev, ki sestavljajo dim, lahko predstavlja veliko obremenitev za človeška pljuča.

Emisije, kot jih poznamo danes, so stranski produkti zgorevanja goriva. Na vsak kilogram zgorelega goriva nastane približno 1.1 kilograma vode v obliki pare in 3.2 kilograma ogljikovega dioksida. Ker ne obstaja 100 % zgorevanje, nastanejo tudi majhne količine nezgorelih produktov, kot so ogljikov monoksid, ogljikovodiki, ki so načeloma nezgoreli hlapi goriva, in saje ali dim, ki so v bistvu ogljikovodiki v drugačni obliki. Dodatno zaradi visokih temperatur, ki se pojavijo med zgorevanjem, prihaja do neželene reakcije med dušikom in kisikom iz zraka. To rezultira v mnogih oblikah povezav kisika in dušika, imenovanih NOx. Dodatno je pri emisijah zaznati tudi produkte, ki so rezultat zgorelega olja iz podzgovalnega prostora in žvepla iz goriva. Obe ti komponenti navadno rezultirata v delcih.

Pri dizelskih motorjih so koncentracije NOx primerljive z bencinskimi motorji. Emisije ogljikovodikov so pri dizelskih motorjih za faktor 5 manjše kot pri bencinskih. Ogljikovodiki lahko v izpuhu tudi kondenzirajo, kar rezultira v belem dimu. To se dogaja predvsem pri startu motorja in segrevanju na obratovalno temperaturo. Ogljikovodiki v izpuhu prav tako dajo izpuhu njegov za dizel značilen vonj. Dizelski motorji so tudi pomemben vir emisije delcev; med 0,2 in 0,5 odstotkov goriva rezultira v delcih (0,1 μm premera). Emisije CO so pri dizelskih motorjih majhne.

Pri dizelskih motorjih je gorivo injicirano v cilinder tik pred fazo zgorevanja, tako da je skozi večji del kritične faze cikla razporeditev goriva neenakomerna. Nastanek polutantov je tako močno odvisen od razporeditve goriva in od načina, kako se ta razporeditev spreminja s časom med mešanjem.

NO_x se tvorijo v visokotemperaturnih področjih zgorelih plinov. Temperatura in razmerje zrak : gorivo v nezgorelih regijah sta še vedno neuniformna, formacija NO_x pa je največja v področjih, kjer je razmerje gorivo : zrak blizu stehiometričnemu.

Saje se tvorijo v z gorivom bogatih, nezgorelih področjih curka goriva. Saje nato oksidirajo v plamenu z nezgorelim kisikom, kar se vidi v karakteristični rumeni barvi plamena.

Ogljikovodiki so posledica nepopolnega zgorevanja in nastajajo v regijah tik ob zidu ali v špranjah, kjer do zgorevanja ne preide ali pa je to nepopolno. Tudi gorivo, vbrizgano proti koncu zgorevanja, je vir nezgorelih ogljikovodikov.

3 Meritve – Srednja hitrost in karakteristike vrtincev

3.1 Definicije

Tokovno polje v valju je vedno vrtinčno. Stopnji mešanja in prenosa toplote sta v takšnih tokovnih poljih nekajkrat večji kot pri molekularni difuziji. Turbulentna (vrtinčna) difuzija je posledica lokalnih fluktuacij v tokovnem polju. Vrtinčni tokovi so vedno disipativni. Viskozne napetosti povzročijo deformacijsko delo na tekočini, kar poveča njeno notranjo energijo na račun turbulentne (vrtinčne) kinetične energije. Za vzpostavitev vrtincev je torej potrebna energija. Če energija ni dovajana vrtinci razpadejo. Najpogostejši vir energije za turbulentne (vrtinčne) hitrostne fluktuacije je napetost v srednjem toku. Vrtinčne strukture so rotacijske in imajo visoke fluktuacijske hitrosti, ki se lahko ohranijo, če so hitrostne fluktuacije tridimenzionalne [5].

Obnašanje vrtinčnega toka je odvisno od okolice. V realnem valju je vrtinec posledica kombinacije več procesov, kot so vrtinci napetostnih plasti, vrtinci recirkulacijskega področja in vrtinci robnih slojev. V valju je tok nestacionaren in podvržen cikličnim variacijam.

Za opis vrtinčnega toka so pomembne tako velike kot majhne vrtinčne strukture. Pomembna karakteristika vrtinčnega toka je njegova neenakomernost oz. nepredvidljivost. Statistične metode so zato najprimernejše za opis takšnega toka.

Po navadi uporabljene veličine so:

- srednja hitrost
- fluktuacija hitrosti
- dolžinske veličine
- časovne veličine

V stacionarnem vrtinčnem toku je trenutna lokalna hitrost toka U (v določeni smeri):

$$U(t) = \bar{U} + u(t) \quad (3.1)$$

Za stacionarni tok je srednja hitrost odvisna od časa:

$$\bar{U} = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0 + \tau} U(t) dt \quad (3.2)$$

Fluktuacijska komponenta hitrosti u (Slika 11) je definirana kot:

$$u' = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0 + \tau} u^2 dt \right)^{1/2} \quad (3.3)$$

oz.

$$u' = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0 + \tau} (U^2 - \bar{U}^2) dt \right]^{1/2} \quad (3.4)$$

saj je časovno povprečje fluktuacij hitrosti enako 0.

V motorjih je aplikacija teh vrtničnih konceptov težavna, saj se njihov vzorec spreminja skozi cikel. Kljub temu da se integralne veličine prenašajo iz cikla v cikel, to ne velja za detajle, ki so lahko podvrženi močnim cikličnim variacijam.

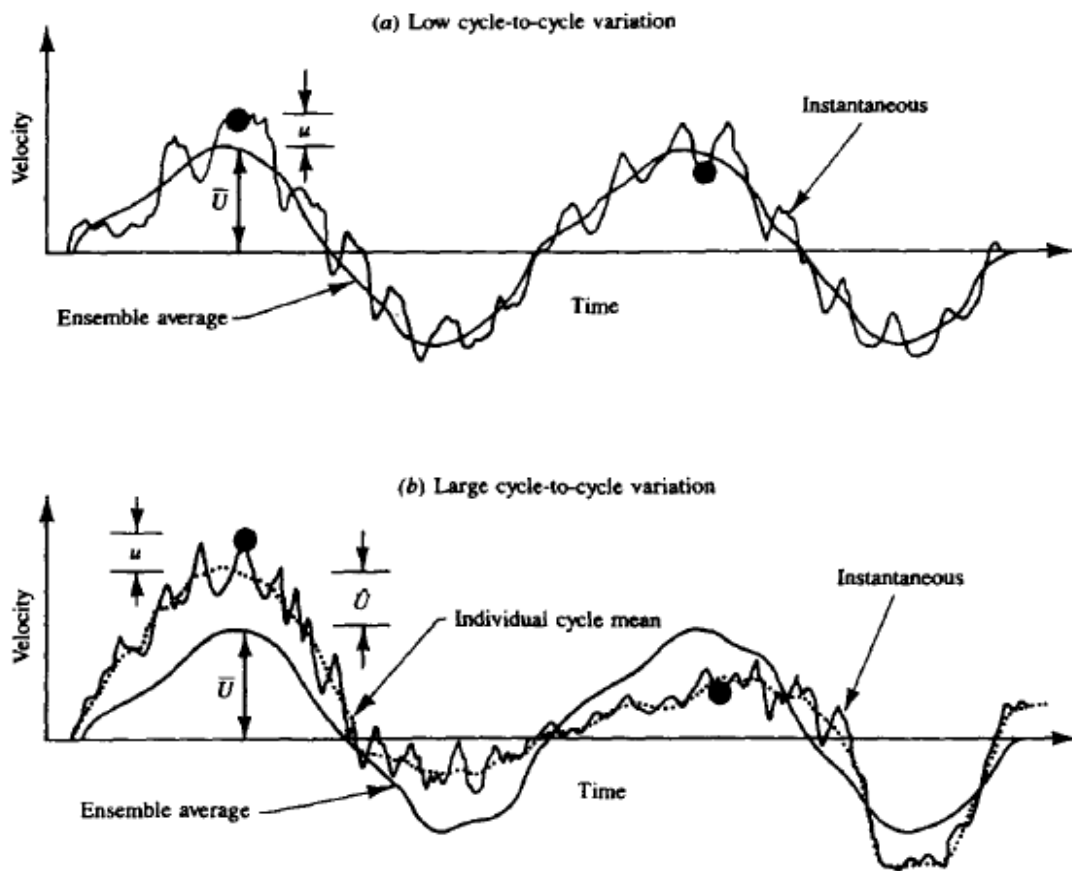
Eden izmed pristopov, uporabljen za kvaziperiodične tokove, kot je tok v valju motorja, je srednje povprečenje ali fazno povprečenje. Meritve hitrosti so narejene skozi več ciklov. Trenutna hitrost v poljubnem ciklu in ob poljubnem zasuku ročične gredi je:

$$U(\theta, i) = \bar{U}(\theta, i) + u(\theta, i) \quad (3.5)$$

Skupna oz. fazna povprečna hitrost $U(\theta)$ je definirana kot povprečje vrednosti ob določenem zasuku ročične gredi v osnovnem ciklu. Slika 11 shematsko prikazuje ta pristop, uporabljen na variacijah hitrosti med 2-taktnim ciklom z majhno in veliko ciklično variacijo. Srednja povprečna hitrost je povprečje velikega števila meritev. Pri določenem zasuku ročične gredi je tako:

$$\bar{U}_{EA}(\theta) = \frac{1}{N_c} \sum_{i=1}^{N_c} U(\theta, i) \quad (3.6)$$

kjer je N_c število ciklov.



Slika 11: Shema variacij hitrosti in označbe pomembnih veličin [1]

Ob ponavljanju tega procesa pri različnih kotih zasuka ročične gredi dobimo skupen povprečen profil hitrosti čez ves cikel. Skupna povprečna srednja hitrost je funkcija samo kota ročične gredi, saj so bile ciklične variacije povprečne. Razlika med srednjo hitrostjo v specifičnem ciklu in skupno povprečno srednjo hitrostjo preko več ciklov je definirana kot ciklična variacija:

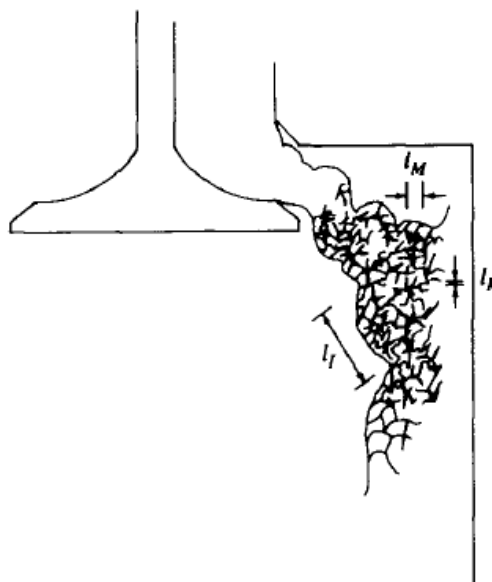
$$\hat{U}(\theta, i) = \bar{U}(\theta, i) - \bar{U}_{EA}(\theta) \quad (3.7)$$

zato je lahko enačba (2.9) razdeljena v tri komponente:

$$U(\theta, i) = \bar{U}_{EA}(\theta) + \hat{U}(\theta, i) + u(\theta, i) \quad (3.8)$$

Slika 11 prikazuje razdelitev trenutne hitrosti v skupno povprečno komponento, individualno ciklično srednjo hitrost in komponento, ki poljubno fluktuirira v enem ciklu. Zadnja komponenta enačbe (2.10) je fluktuacija vrtinčne hitrosti. Če se ta zelo razlikuje od skupne povprečne hitrosti, so ciklične fluktuacije velike.

V vrtinčnih tokovih je mogoče definirati mnogo dolžinskih mer, ki opisujejo različne aspekte tokovnega obnašanja. Največji vrtinci (eddies) v toku so omejeni z velikostjo sistema. Najmanjši vrtinci so omejeni z molekularno difuzijo. Rezultirajoče dolžinske mere so odvisne predvsem od vbrizga goriva in odpiranja ter zapiranja ventilov (Slika 12). Vrtinci, ki se pojavijo med vsesavanjem v toku curka, so največje turbulence. Po velikosti so približno enake preseku vbrizga. Mera, ki opisuje te največje vrtince, se imenuje integralna dolžinska mera l_i .



Slika 12: Shema turbulentnih struktur ob vsesavanju skozi ventil [1]

Integralna mera je merilo za največje vrtinčne strukture v tokovnem polju. Hitrostne meritve so narejene v dveh točkah, med katerima ne bo obstajala povezava, ločenima z razdaljo $x \gg l_i$. Integralna dolžinska mera je definirana kot integral korelacijskega faktorja (autocorelation coefficient) fluktuirajoče hitrosti:

$$l_i = \int_0^{\infty} R_x dx \quad (3.9)$$

kjer

$$R_x = \frac{1}{N_m - 1} \sum_{i=1}^{N_m} \frac{u(x_0)u(x_0 + x)}{u'(x_0)u'(x_0 + x)} \quad (3.10)$$

Ta pristop za določitev integralne skale zahteva simulacijske meritve na dveh mestih. Zaradi težavnosti apliciranja te tehnike na motorjih se lahko uporabi tudi integralna časovna mera σ_i . Integralna časovna mera vrtinca je definiran kot korelacija med dvema hitrostma v določeni točki v prostoru, ločenima v času:

$$\tau_i = \int_0^{\infty} R_t dt \quad (3.11)$$

kjer

$$R_t = \frac{1}{N_m - 1} \sum_{i=1}^{N_m} \frac{u(t_0)u(t_0 + t)}{u'(t_0)u'(t_0 + t)} \quad (3.12)$$

N_M je število meritev. Ko je vrtinčni vzorec v opazovani točki brez izrazitih motenj in je vrtinčna struktura relativno šibka, lahko integralno dolžinsko in časovno mero povežemo:

$$l_i = \bar{U} \tau_i \quad (3.13)$$

V tokovih, kjer so vrtinčne strukture velike, je τ_i merilo časa, ki je potreben, da velik vrtinec preide to točko. V tokovih brez srednjega gibanja je integralna časovna mera indikacija življenjske dobe vrtinca.

Realen tok je nabor vrtincev različnih velikosti. Manjši vrtinci se hranijo z neprestanim razpadom velikih vrtincev. Ker se manjše vrtinčne strukture hitro odzivajo na spremembe v lokalnem tokovnem polju, je bolj verjetno, da bodo izotropne (brez glavne usmeritve) kot pa velike vrtinčne strukture. Disipacija energije se začne v najmanjših vrtinčnih strukturah. Te strukture opisuje Kolmogorova mera. Molekularna viskoznost je

gonilna sila, ki pretvori kinetično energijo malih struktur v toploto. Če je ε stopnja disipacije energije na enoto mase in ν kinematična viskoznost, sta Kolmogorova dolžinska in časovna mera definirani kot:

$$l_K = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \quad (3.14)$$

$$\tau_K = \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad (3.15)$$

Kolmogorova dolžina določa velikost najmanjših vrtincev, Kolmogorova časovna mera pa določa momentno difuzijo teh struktur.

Tretja mera, ki je koristna za karekteriziranje vrtinčnega toka, se imenuje Taylorjeva mikroskala (Slika 12). Dolžina l_M je definirana kot povezava med fluktuirajočo scale length strain rate vrtinčnega tokovnega polja in vrtinčno intenziteto:

$$\frac{\partial u}{\partial x} \approx \frac{u'}{l_M} \quad (3.16)$$

Bolj pogosta je mikročasovna mera σ_M , določena iz trenutne autokorelacijske funkcije:

$$\tau_M^2 = - \frac{2}{\left(\partial^2 R_t / \partial t^2 \right)_{t_0}} \quad (3.17)$$

Za vrtinčno strukturo, ki je homogena (nima prostorskih gradientov) in je izotropna (nima usmeritve), sta mikroskali povezani kot:

$$l_M = \bar{U} \tau_M \quad (3.18)$$

Turbulentna (vrtinčna) kinetična energija na enoto mase v velikih vrtincih je sorazmerna z u^2 . V ravnovesnem stanju je stopnja dovedene energije enaka stopnji disipacije:

$$\varepsilon \approx \frac{u'^3}{l_I} \quad (3.19)$$

zato

$$\frac{l_K}{l_i} \approx \left(\frac{u' l_I}{\nu} \right)^{-3/4} = \text{Re}_T^{-3/4} \quad (3.20)$$

kjer je Reynoldsovo število $u' l_i / \nu$

Znotraj omejitev homogenega in izotropnega vrtničnega polja povežemo l_i in l_M

$$\varepsilon = \frac{A u'^3}{l_i} = \frac{15 \nu u'^2}{l_M^2} \quad (3.21)$$

kjer je A konstanta reda 1, zato:

$$\frac{l_M}{l_i} \left(\frac{15}{A} \right)^{1/2} \text{Re}_T^{-1/2} \quad (3.22)$$

3.2 Vrtinčnost

Vrtinčnost je navadno definirana kot urejena rotacija polnjenja po osi cilindra. Vrtinčnost se ustvari, ko vstopni tok v cilinder vstopa z vrtilnim momentom. Medtem ko se pojavi razpad vrtinčnosti zaradi trenja skozi motorjev cikel, se vrtinčnost, ustvarjena zaradi vsesavanja, navadno ohrani skozi kompresijo, zgorevanje in ekspanzijo. V izvedbah motorjev z vdolbino v batu se rotacijsko gibanje, ustvarjeno med vsesavanjem in med kompresijo, spremeni. Vrtinčnost v dizelskih motorjih pospeši mešanje med vsesanim zrakom in vbrizganim gorivom. Vrtinčnost se uporablja tudi, da pospeši zgorevalni proces.

4 3D-zgorevanje – Eddy Break-Up model

Eddy Break-Up model je tipični primer »zmešano je zgorelo« zgorevalnega modela. Temelji na delu Magnussen, Hjertager in Spalding ter ga pogosto zasledimo v komercialnih CFD-kodah. Model predpostavlja, da so reakcije zaključene v trenutku mešanja, tako da je stopnja reakcije popolnoma kontrolirana od turbulentnega mešanja. Zgorevanje je tako opisano z globalnim naborom enokoračnih kemijskih reakcij [8, 9]:

$$F + \nu_s \cdot O = (1 + \nu_s) \cdot P \quad (4.1)$$

Tukaj so F gorivo, O oksidator in P produkti zgorevanja. Alternativno lahko uporabljamo večkoračno shemo, kjer ima vsaka reakcija svojo povprečno stopnjo reakcije. Srednja stopnja reakcij je:

$$\bar{\dot{\omega}}_F = A_{EB} \frac{\varepsilon}{k} \min \left[\bar{C}_F, \frac{\bar{C}_O}{\nu}, B_{EB} \frac{\bar{C}_P}{(1 + \nu)} \right] \quad (4.2)$$

kjer je \bar{C} srednja koncentracija goriva, oksidatorja in produktov zgorevanja. A in B sta parametra modela, s predpostavljeno vrednostjo 0,5 in 4,0 (v Fire modelu 1 in 2). Te vrednosti se priredijo glede na eksperimentalne rezultate in so primerne za večino standardnih primerov. Vsekakor pa nista najboljši za vse primere. Pozorni moramo biti predvsem v visokotokovnih in visokonapetostnih področjih, kjer je razmerje $k - \varepsilon$ veliko (flame-holder wakes, stene ...). V teh regijah se pojavi pozitivna stopnja reakcij in umetni (artificial) plamen. CFD-kode imajo navadno vgrajene rešitve, da zaobidejo ta problem. Eddy Break-Up model zelo preceni temperature in koncentracije CO in drugih produktov zgorevanja. Kakor koli pa, je zelo popularen zaradi svoje preprostosti, stabilne konvergence in uporabnosti [10,11].

5 1D-zgorevanje – MCC-zgorevalni model

MCC-zgorevalni model je uporabljen za DI-dizelske motorje. Upošteva učinke vnaprej zmešanega plamena (PMC) in učinke z mešanjem kontroliranih (MCC) zgorevalnih procesov glede na [6, 7, 12]:

$$\frac{dQ_{total}}{d\alpha} = \frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} + \frac{dQ_{PMC}}{d\alpha} \quad (5.1)$$

5.1 Zgorevanje, kontrolirano z mešanjem – Mixing controlled combustion

V tem režimu je sproščanje toplote funkcija količine goriva f_1 in gostote turbulentne kinetične energije f_2 :

$$\frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} = C_{Comb} \cdot f_1(m_F, Q_{MCC}) \cdot f_2(k, V) \quad (5.2)$$

z upoštevanjem:

$$f_1(m_F, Q_{MCC}) = \left(m_F - \frac{Q_{MCC}}{LCV} \right) \cdot (w_{oxygen,available})^{C_{EGR}} \quad (5.3)$$

in

$$f_2(k, V) = C_{Rate} \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}} \quad (5.4)$$

5.2 Ohranitvena enačba za kinetično energijo curka goriva

Upoštevamo le kinetično energijo vbrizganega goriva. Ta je določena s stopnjo vbrizga goriva ROI. Disipacija se šteje za proporcionalno kinetični energiji:

$$\frac{dE_{kin}}{dt} = 0.5 \cdot C_{turb} \cdot \dot{m}_F \cdot \dot{V}_F - C_{Diss} \cdot E_{kin}^{1.5} \quad (5.5)$$

$$k = \frac{E_{kin}}{m_{F,l} (1 + \lambda_{Diff} \cdot m_{stoich})} \quad (5.6)$$

5.3 Model zakasnitve vžiga

Izračuna se z uporabo Andree in Pachernegg modela z razrešitvijo naslednje diferencialne enačbe:

$$\frac{dI_{id}}{d\alpha} = \frac{T_{UB} - T_{ref}}{Q_{ref}} \quad (5.7)$$

Takoj ko integral I_{id} doseže vrednost 1 (α_{id}) ob zakasnitvi vžiga τ_{id} , je τ_{id} izračunan kot:

$$\tau_{id} = \alpha_{id} - \alpha_{SOI} \quad (5.8)$$

5.4 Model vnaprej zmešanega zgorevanja – Premixed combustion

Vibe funkcija je uporabljena za opis dejanske stopnje sproščanja toplote zaradi vnaprej zmešanega zgorevanja:

$$\frac{\left(\frac{dQ_{PMC}}{Q_{PMC}} \right)}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (5.9)$$

5.5 Segrevanje kapljic in uparjanje

Glede na Sitkei je ravnovesna temperature za hlapenje kapljic lahko izračunana iterativno iz:

$$\lambda_c \cdot (T_c - T_d) = \frac{30.93 \cdot 10^4 \cdot \frac{T_d}{P_c}}{e^{\left(\frac{4150.0}{T_d}\right)}} \quad (5.10)$$

$$(20.0 + 0.26 \cdot (T_d - 273.15) + 0.3 \cdot (T_c - 273.15))$$

Če uporabimo ravnovesno temperaturo, je hitrost izparevanja:

$$v_e = 0.70353 \cdot \frac{T_d}{p_c \cdot e^{\left(\frac{4159.0}{T_d}\right)}} \quad (5.11)$$

Vrednost 0.70353 je lahko nastavljena poljubno. Sprememba premera kapljice skozi čas je:

$$d_d = \sqrt{d_{d,0}^2 - v_e \cdot t} \quad (5.12)$$

5.6 Nastanek NO_x v boostu

NO_x-model, implementiran v Boostu, bazira na Pattas in Haefner modelu. Upoštevanih je 6 reakcij, ki bazirajo na Zeldovichevem mehanizmu. Reakcije so prikazane v tabeli (Tabela 7).

Vse stopnje reakcij r_i imajo enoto [mole/cm³s] in koncentracije c_i , ki so molske koncentracije pod ravnovesnimi pogoji z enoto [mole/cm³]. Koncentracija N₂O je izračunana po enačbi:

$$c_{N_2O} = 1.1802 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0.6125} \cdot e^{\left(\frac{9471.6}{T}\right)} \cdot c_{N_2} \cdot \sqrt{P_{O_2}} \quad (5.13)$$

Tabela 7: Model nastajanja NO_x v boostu [7]

	Stehiometrija	Stopnja $k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-T A_i}{T}\right)}$	$k_0 [cm^3, mol, s]$	$a [-]$	$T_A [K]$
R1	N ₂ +O = NO+N	$r_1 = k_1 \cdot c_{N_2} \cdot c_O$	4,93e13	0,0472	38048,01
R2	O ₂ +N = NO+O	$r_2 = k_2 \cdot c_{O_2} \cdot c_N$	1,48e08	1,5	2859,01
R3	N+OH = NO+H	$r_3 = k_3 \cdot c_{OH} \cdot c_N$	4,22e13	0,0	0,0
R4	N ₂ O+O = NO+NO	$r_4 = k_4 \cdot c_{N_2O} \cdot c_O$	4,58e13	0,0	12130,6
R5	O ₂ +N ₂ = N ₂ O+O	$r_5 = k_5 \cdot c_{O_2} \cdot c_{N_2}$	2,25e10	0,825	50569,7
R6	OH+N ₂ = N ₂ O+H	$r_6 = k_6 \cdot c_{OH} \cdot c_{N_2}$	9,14e07	1,148	36190,66

Končna stopnja nastanka/razpada v [mole/cm³s] je izračunana kot:

$$r_{NO} = C_{Post Proc Mult} \cdot C_{kinetic Mult} \cdot 2.0 \cdot (1 - \alpha^2) \frac{r_1}{1 + \alpha \cdot AK_2} \frac{r_4}{1 + AK_4} \quad (5.14)$$

z

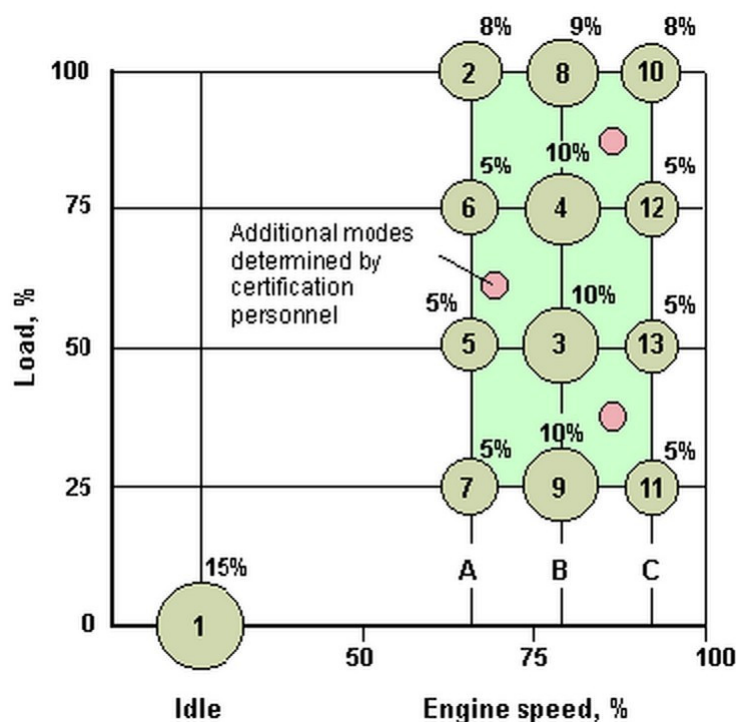
$$\alpha = \frac{C_{NO,act}}{C_{NO,equ}} \cdot \frac{1}{C_{Post Proc Mult}}, \quad AK_2 = \frac{r_1}{r_2 + r_3}, \quad AK_4 = \frac{r_4}{r_5 + r_6} \quad (5.15)$$

5.7 Nastanek saj v Boostu

Model nastanka saj, ki je implementiran v Boostu, bazira na Schubiger et al. modelu.

6 Evropski stacionarni cikel

Evropski stacionarni vozni cikel (ESC) za testiranje emisij je namenjen predvsem testiranju velikih dizelskih motorjev (heavy duty). Motor je testiran na dinamometru v trinajstih stacionarnih obratovalnih točkah. V vsaki točki mora obratovati predpisani čas, pod pogojem da sta se spremembi hitrosti in polnjenja motorja zgodili v prvih 20 sekundah. Hitrost ne sme odstopati za več kot ± 50 rpm in predpisani navor mora biti v mejah ± 2 % maksimalnega navora pri tej hitrosti. Emisije so merjene v vsaki obratovalni točki in povprečne čez cikel z uporabo težnostnih faktorjev. Emisijski delci so za vseh 13 točk zbrani na filtru [16].



Slika 13: ESC – 13 točk evropskega stacionarnega cikla za merjenje emisij [16]

Hitrosti motorja so definirane kot:

- najvišja hitrost n_h se izračuna iz 70 % maksimalne neto moči. Najvišja hitrost motorja, pri kateri se pojavi vrednost te moči, je n_h ;
- nižja hitrost n_{l0} se izračuna iz 50 % maksimalne neto moči. Najnižja hitrost motorja, pri kateri se pojavi vrednost te moči, je n_{l0} ;
- hitrosti motorja A, B, C uporabljene v testih se izračunajo kot:

$$\begin{aligned}
 A &= n_{lo} + 0.25(n_h - n_{lo}) \\
 B &= n_{lo} + 0.50(n_h - n_{lo}) \\
 C &= n_{lo} + 0.75(n_h - n_{lo})
 \end{aligned}
 \tag{6.1}$$

Testi ESC so značilni po svojih visokih polnjenih in zelo visokih temperaturah izpuha. Ker je preračun vseh 13 točk preobsežno opravilo, bom v tej nalogi opravil izračune le za nekatere izmed izmerjenih točk. Pet izbranih točk je v tabeli (Tabela 8) označenih rdeče.

Tabela 8: Točke ESC – rdeče označene so obravnavane točke [16]

Režim	Hitrost	Polnjenje [%]	Težnostni faktor [%]	Trajanje [minute]	AVL - ime točke	Referenca točke
1	Idle	0	15	4		
2	A	100	8	2		
3	B	50	10	2	B_50_A_0	4
4	B	75	10	2		
5	A	50	5	2		
6	A	75	5	2	A_75_A_0	2
					A_75_A_-4	3
7	A	25	5	2	A_25_A_0	1
8	B	100	9	2		
9	B	25	10	2		
10	C	100	8	2		
11	C	25	5	2	C_25_A_0	5
12	C	75	5	2		
13	C	50	5	2		

7 Lastnosti FM530-motorja in računski modeli

Podatki študijskega, enovaljnega, dizelskega motorja FM530, izmerjeni na merilnem poligonu v podjetju AVL, so bili zbrani na začetku naloge. Geometrijski podatki uporabljeni v Fire in Boost modelu ter rezultati meritev motorja, potrebni za nastavitev simulacijskih modelov so bili prav tako na voljo v podjetju AVL. Podatke za tlak v galeriji injektorja in pretočni koeficient injektorja sem dobil od sodelavcev v Gradcu, ki se ukvarjajo s simulacijami injektorjev. Za izračun teh podatkov bi bilo potrebo narediti simulacijski model oz. izvesti meritve injektorja, kar bi zahtevalo ogromno časa in podatkov ter bi presežalo željen obseg te naloge.

V nadaljevanju bodo nekateri ocenjeni podatki še dodatno izpostavljeni. Temperature sten v valju sem vzel direktno iz Fire modela in enake za vse obravnavane točke uporabil v Boost modelu.

V spodnjih tabelah so zbrani osnovni geometrijski podatki FM530-motorja, BOSCH injektorja in vrednosti, ki sem jih uporabil za preračun prenosa toplote. V drugem delu poglavja ločeno sledijo table s podatki, ki sem jih uporabil izključno za Fire oz. Boost model. Vrednosti, ki v teh tabelah niso prevedene ali poslovenjene so vstopni parametri simulacijskih modelov in so takšne lahko direktno uporabljene v Fire ali Boostu.

Fire model z mrežo in vsemi podatki sem dobil v podjetju AVL, sam sem le zagnal izračune in izrisal rezultate.

Boost model sem sestavil sam in kot referenco uporabil Fire model. Na osnovi razpoložljivih podatkov sem se odločil za SHP-izračune, ki zajemajo le visokotlačni interval od zaprtja sesalnega ventila do odprtja izpušnega ventila. Tako sem pri modeliranju lahko izpustiti sesalni in izpušni sistem.

Tabela 9: Osnovni podatki motorja

Tip		Dizel
Izvertina bata [m]		130×10^{-3}
Hod bata [m]		130×10^{-3}
Ojnica [m]		$263,8 \times 10^{-3}$
Kompresijsko razmerje		16,5
Število valjev		1

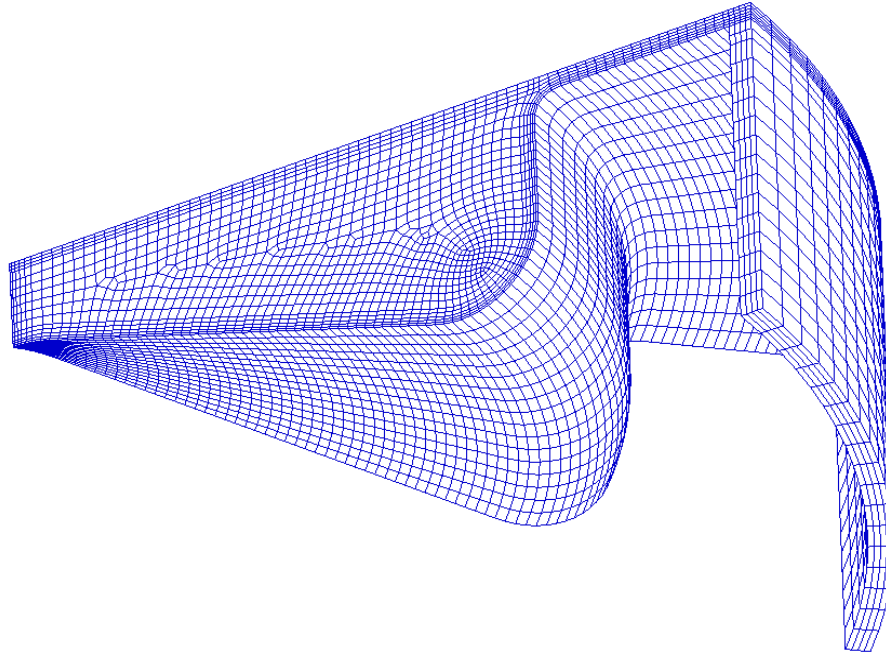
Tabela 10: Podatki injektorja in šobe

		Amplifier Piston Common Rail System (APCRS)
Tip šobe injektorja		DLLA 154P
Kot vbrizga [°]		154
Število lukenj		8
Premer luknje [mm]		0,21

Tabela 11: Podatki temperatur sten v valju in površine za prenos toplote

Bat		
Površina [mm]		18000
Temperatura stene [°C]		510
Glava valja		
Površina [mm]		13000
Temperatura stene [°C]		500
Prostor med steno valja in batom		
Površina (bat v zgornji mrtvi legi) [mm]		600
Temperatura stene (bat v TDC) [°C]		410
Temperatura stene (bat v BDC) [°C]		410

7.1 3D-FIRE model



Slika 14: Računska 3D-mreža [18]

Tabela 12: Specifikacija volumske mreže [18]

Tabela 12: Specifikacija volumske mreže [18]	
Tip mreže	3D (1/8 of geo); premična mreža
Skupno število heksaedričnih elementov	76,908/50,048/36,618/27,217

Tabela 13: Nastavitve Fire solverja [18]

Tabela 13: Nastavitve Fire solverja [18]	
Start/End angle [°CA]	247 / 470
Crank angle [°CA]	Table: 1 / 0,5 / 0,1 / 0,2 (upto 350 / 360 / 400 / 470)
Engine speed [rpm]	Tabla 14
Compressibility	Solved
Wall Treatment	Standard Wall Function
Heat Transfer Wall Mod.	Standard Wall Function

Underrelaxation		
	Momentum	0,3 (upto 248 °CA) / 0,6
	Pressure	0,1 (upto 248 °CA) / 0,4
	TKE	0,5
	Turb. dissipation	0,5
	Energy	1
	Species transport	0,8
Linear solver		GSTB/GSTB/GSTB/GSTB (Continuity 0.05)
Differencing scheme		CD0.5/CD/UPW/UPW
Convergence criteria		10^{-4}
		100/5

Tabela 14: Plinsko stanje in robni pogoji [18]

Tabela 14: Plinsko stanje in robni pogoji [18]						
Fluid						
Air						
	A_25_A_0	A_75_A_0	A_75_A_-4	B_50_A_0	C_25_A_0	
Začetni pogoji						
	Hitrost [rpm]	1130	1130	1130	1420	1710
	Tlak [Pa]	221,459	383,940	397,160	333,790	235,488
	Gostota [kg/m^3]	1,19				
	Temperatura [K]	383,27	384,0	384,0	433,0	391,27
	T.K.E. [m^2/s^2]	11.74	11.7	11.7	18.5	26,8
	T.L.S. [m]	0.00075				
	Init. Mode:	Swirl number = 0,71				
	(Swirl/Tumble) [min^{-1}]	802	802,3	802,3	1,008	1,214
	Gorivo	C_7H_{16}				

Tabela 15: Aktivirani moduli v Fire modelu [17,18]			
Species transport			
	Model	Standard	
Combustion			
	Ignition models	Spark Ignition	Off
		Auto Ignition	Diesel
		Reaction coefficient	1×10^7
		Time dependent activation	Off
	Combustion model	Eddy Breakup Model	
		Model constant A:	2
		Model constant B:	1
		Time scale:	Local
	Emission models	NOx model	Advanced
		Thermal NOx	On
		Prompt NOx	On
		Fuel NOx	N.A.
		Reburn	N.A.
		Soot model	Advanced
		Particle inception parameter	1
		Surface growth parameter	1
		Fragmentation parameter	1
		Oxidation parameter	1
Spray			
	Liquid properties	Property set number	1
		Number of fluids	1
		Set temperature [K]	350
		Type and initialization	
		Fuel	
		Diesel-2 [%]	100
	General settings		
		Solver	

			Spray task	Spray
			Solution flags (ALL)	Active
			Coupling flags (Vel, Mass, Heat)	Active
			Interpolation mode	Constant
			Reference condition	½-Rule
			Expert option	Off
		Sub-models		
			Turbulent dispersion	Enabled
			Particle interaction	Disabled
			Wall interaction	Walljet
			Evaporation	Dukowicz
			Constant E1:	0,246
			Constant E2:	0,246
			Breakup	Wave
			Constants: C1 – C8	
	Spray introduction	Through nozzle (4, 4, 4)		
		General nozzle data		
			Start [deg.]	
			End [deg.]	
			Total volume [m ³]	
			Temperature [K]	350
			Property set number	1
		Geometry data		
			Nozzle position (0,0,z) [m]	-0,0023
			Nozzle direction (0,0,z)	1
			Spray geometry	Full Spray
			Angle [deg.]	N.A.
			Nozzle hole	1
			Nozzle diameter [m]	0,004
			Number of holes	1
			Angle delta 1 [deg]	152
			Angle delta 1 [deg]	0

				Circumferential distr.	0
			Diagrams (Droplet data)		
				Start velocity [m/s]	0
				Injection rate [1/deg]	Slika 19
				Outer diameter [m]	0,00021
				Inner diameter [m]	0
				Half outer cone angle [deg]	
				Half inner cone angle [deg]	0
				Particle sizes	0.00021
			Nozzle submodels		Disabled
			Nozzle interface		Not-Active

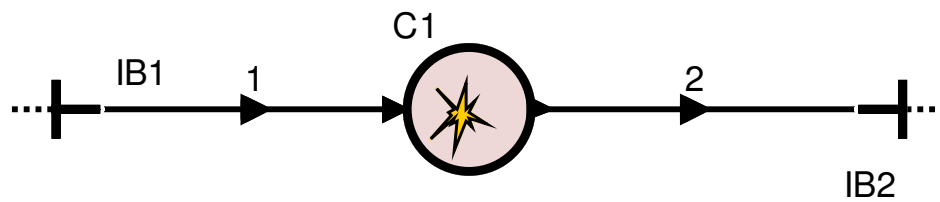
3D-model je sestavljen iz geometrijskega dela, ki je v tem primeru zaradi simetričnosti reduciran na osmino celotnega volumna valja (Slika 14).

Druga polovica Fire modela je določitev vstopnih podatkov solverja (Tabela 13). Tukaj je potrebo vključiti module, ki vsebujejo fizikalne enačbe (Tabela 15). Te se, poleg osnovnih enačb (ohranitev mase, energije in momenta), rešujejo v vsaki točki geometrijske mreže. Predpisati je potrebo tudi časovni korak solverja in nekaj globalnih lastnosti, kot so vrtilna hitrost motorja, temperature sten valja ipd.

Razen tega je potrebno določiti tudi robne pogoje, ki so v našem primeru plinsko stanje v valju ob zaprtju sesalnega ventila (Tabela 14).

V mojem primeru sem za analizo zgorevanja dizelskega motorja vklopil modul zgorevanja in vbrizga. Modul zgorevanja vključuje tudi podmodul za preračun emisij. S tema moduloma sem pridobil vse potrebne vrednosti za nastavljanje 1D-modela in rezultate za ovrednotenje primerjanih modelov zgorevanja.

7.2 1D-BOOST model



Slika 15: Boost model

Tabela 16: Nastavitve Boost solverja		
	Priprava mešanice	Internal
	Gorivo	Diesel
	Spodnja kurilna vrednost	42800
	Stehiometrični razmernik zrak - gorivo A/F	14,7
Time Step control		
	Taktnost	4-stroke
Maximum Calculation Period		
	Število ciklov	10
Pipes		
	Calculation Step Size	0,1
	Traces Saving Interval	0,1

Tabela 17: Robni pogoji		
Internal Boundary 1		
	Pressure [bar]	2,25
	Gas Temperature [C]	70
	Fuel Vapour	0
	Combustion Products	0
	A/F Ratio	10000
Internal Boundary 2		
	Pressure [bar]	5,3
	Gas Temperature [C]	900
	Fuel Vapour	0
	Combustion Products	1
	A/F Ratio	14,7

Tabela 18: Sesalna stran z vstopnim kanalom		
Intake Pipe		
	Inner Valve Seat Diameter	51
	Valve Clearance	0
	Scaling factor for Effective Flow Area	1
Intake port		
	Pipe length	60
	Diameter	50
	Lam Friction coefficient	64
	Friction Coefficient	0.02
	Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy
	Heat Transfer Factor	0
	Wall temperature	393.15

Tabela 19: Izpušna stran z izstopnim kanalom		
Exhaust Pipe		
	Inner Valve Seat Diameter	49
	Valve Clearance	0
	Scaling factor for Effective Flow Area	1
Exhaust Port		
	Pipe length	60
	Diameter	48
	Lam Friction coefficient	64
	Friction Coefficient	0,02
	Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy
	Heat Transfer Factor	0
	Wall temperature	500

Tabela 20: Plinsko stanje in robni pogoji						
		A_25_A_0	A_75_A_0	A_75_A_-4	B_50_A_0	C_25_A_0
Initial Conditions						
	Pressure [Pa]	221,459	383,940	397,160	333,790	235,488
	Air massflow [g/s]	30,899	53,463	55,301	51,795	48,715
	Fuel massflow [g/s]	0,598	1,775	1,777	1,602	1,036
	Discharge coefficient	0,9				
	Rail Pressure	600	1250	1250	1000	900
	Trapping eff. air	1				
	Trapping eff fuel	1				
	Mass fraction of residual gas SHP	0				

Tabela 21: Zgorevalni MCC-model – nenastavljen boost						
		A_25_A_0	A_75_A_0	A_75_A_-4	B_50_A_0	C_25_A_0
Comb. parameters						
	Combustion Parameter	1	1	1	1	1
	Turbulence Parameter	1	1	1	1	1
	Dissipation Parameter	1	1	1	1	1
	EVP	0,70353	0,70353	0,70353	0,70353	0,70353
	IDCF	1	1	1	1	1
	PCP	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7

Tabela 22: Zgorevalni MCC-model – nastavljen boost						
		A_25_A_0	A_75_A_0	A_75_A_-4	B_50_A_0	C_25_A_0
Comb. parameters						
	Combustion Parameter	9,5	11	23	15	13
	Turbulence Parameter	9,5	24	29	44	26
	Dissipation Parameter	24	110	130	250	110
	EVP	0,050	0,025	0,025	0,040	0,055
	IDCF	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
	PCP	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7

Tabela 23: Emisijski modeli		
NOx Production model		
	NOx Kinetic Multiplier	1
	Nox Postprocessing Multiplier	0,64
Soot Production Model		
	Soot Production Constant	1000
	Soot Consumption Constant	775

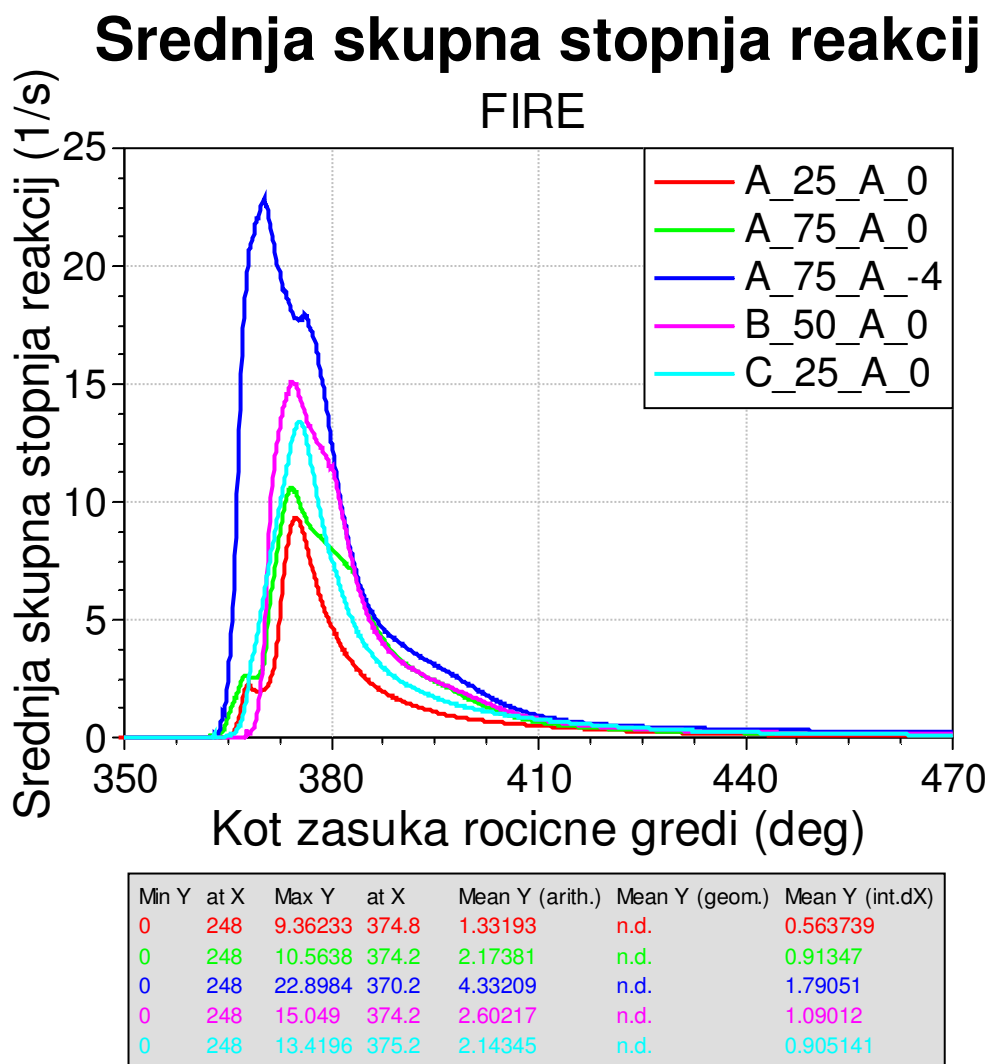
Dodaten komentar Boostovih vhodnih podatkov bo narejen samo za model zgorevanja, saj se vhodni podatki za nastavljen in nenastavljen Boost model razlikujejo samo pri zgorevanju. Ostale posebnosti so bile komentirane že predhodno.

Razlika pri nastavitvenem faktorju zakasnitve vžiga (IDCF) je bila ocenjena na osnovi tabelarnih vrednosti (Tabela 5). Za DI-motorje tabela vsebuje podatke le za eno hitrost motorja, zato sem za vse obratovalne točke uporabil isto vrednost IDCF-parametra.

Disipacijo, kot je bila izračunana s Fire modelom, sem, preden sem jo uporabil v Boost modelu, množil s faktorjem 0,001. To vrednost sem ocenil na podlagi študije parametrov. Razliko je mogoče razložiti z različnimi stopnjami uparjanja goriva v Boostu in Fire-u, kar je razvidno iz slike (Slika 23–27). Privzel sem, da je počasnejše uparjanje sorazmerno nižji disipaciji, saj se kinetična energija počasneje pretvarja v notranjo, če kapljice hlapijo počasneje.

Za parameter zgorevanja (CP) in turbulenčni parameter (TP) sem vzel kar maksimalne vrednosti spodnjih krivulj (Slika 16–18). Tudi te krivulje so rezultat Fire preračunov.

Glede na enačbi (2.28) in (2.31) imajo omenjeni parametri učinek le na ozkem intervalu zgorevanja. DP in TP imata med seboj obratno sorazmeren učinek in sta preko volumna in mase goriva povezana s CP. Od tukaj sklep, da so maksimalne vrednosti Fire rezultatov primerne za nastavljanje parametrov Boostovega MCC-modela zgorevanja.

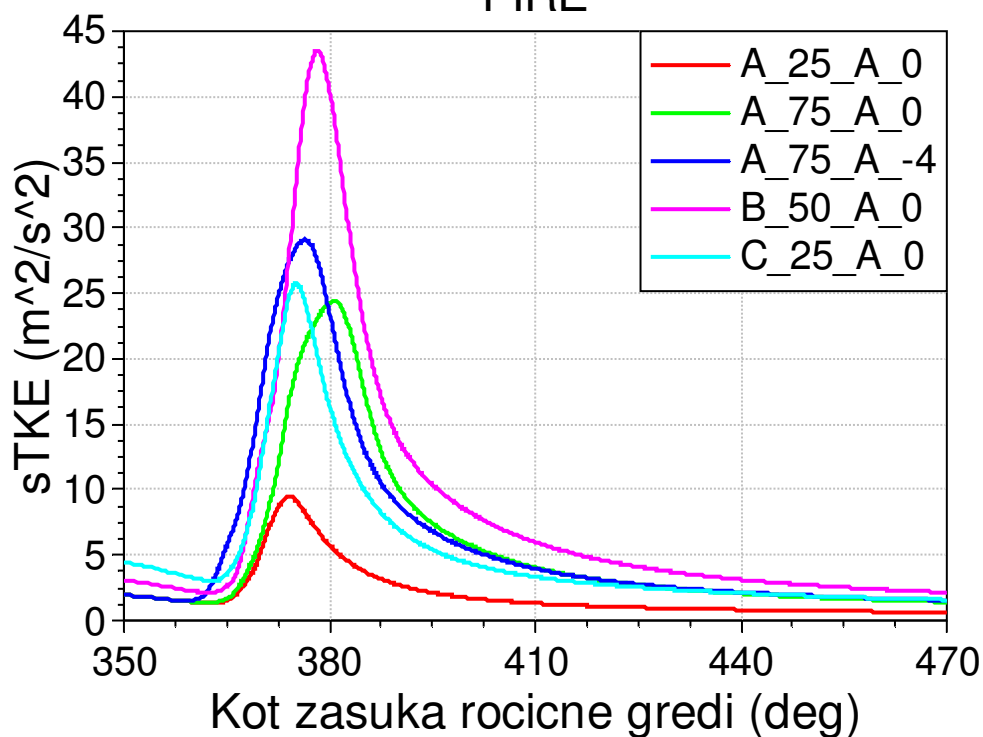


Slika 16: Srednja skupna stopnja reakcij

Srednja skupna stopnja reakcij je Fire rezultat in je po definiciji Eddy Break-Up modela najpomembnejši parameter za opis zgorevanja. Zato sem se odločil, da srednjo skupno stopnjo reakcij povežem z Boostovo stopnjo sproščanja toplote ter rezultat uporabim za nastavitev zgorevalnega parametra (CP) v Boostu. Ker je ta po enačbi (2.28) vezan na maso goriva, sem ugotovil, da bo imel odločilen vpliv na potek sproščanja toplote samo v kratkem v trenutku vbrizga. Parametri MCC-modela, ki jih nastavljam na osnovi Fire rezultatov, pa imajo med seboj tudi obratno sorazmeren vpliv, zaradi česar sem za nastavljanje uporabil kar maksimalne vrednosti parametrov.

Srednja turbulentna kinetična energija

FIRE



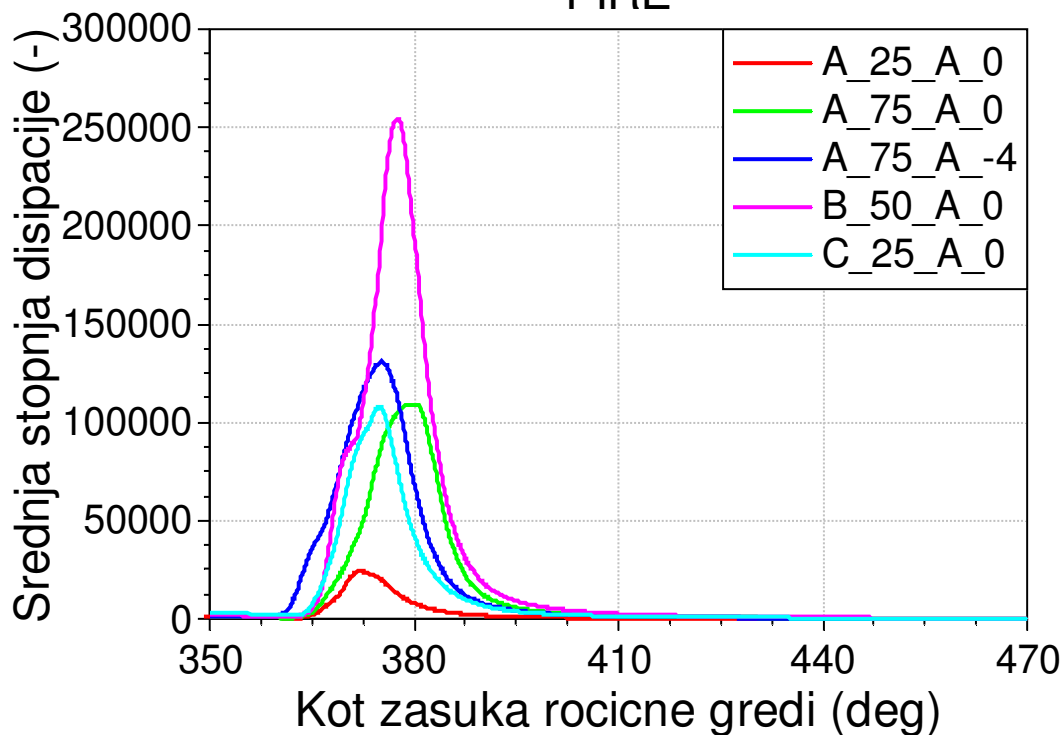
Min Y	at X	Max Y	at X	Mean Y (arith.)	Mean Y (geom.)	Mean Y (int.dX)
0.628223	470	10.6132	248	2.60804	1.90608	2.4253
1.35502	362.2	24.4418	380.7	6.60212	4.22779	4.25562
1.5309	359	29.0791	376.3	7.61718	4.82349	4.66118
2.12014	362.5	43.5136	378.2	10.226	6.46322	6.6045
1.59339	470	25.78	375.1	6.64313	4.75556	5.84666

Slika 17: Srednja turbulentna kinetična energija

Srednjo turbulentno kinetično energijo je najbolj smiselno povezati z Boostovim turbulentnim parametrom (TP). Kot je vidno iz enačbe (2.31), je ta vezana na kinetično energijo vbrizganega curka, od koder sledi, podobno kot pri zgorevalnem parametru, omejen vpliv na ozkem intervalu. Vpliv ima tukaj tudi hitrost izparevanja goriva. Končni vpliv pa se prenese na stopnjo sproščanja toplote preko turbulentne kinetične energije vbrizga, ki je odvisna tako od turbulentnega parametra, kot tudi od stopnje disipacije. Disipacija gostoto kinetične energije niža. Za nastavljanje sem vzel maksimalne vrednosti zgornjih krivulj.

Srednja stopnja disipacije

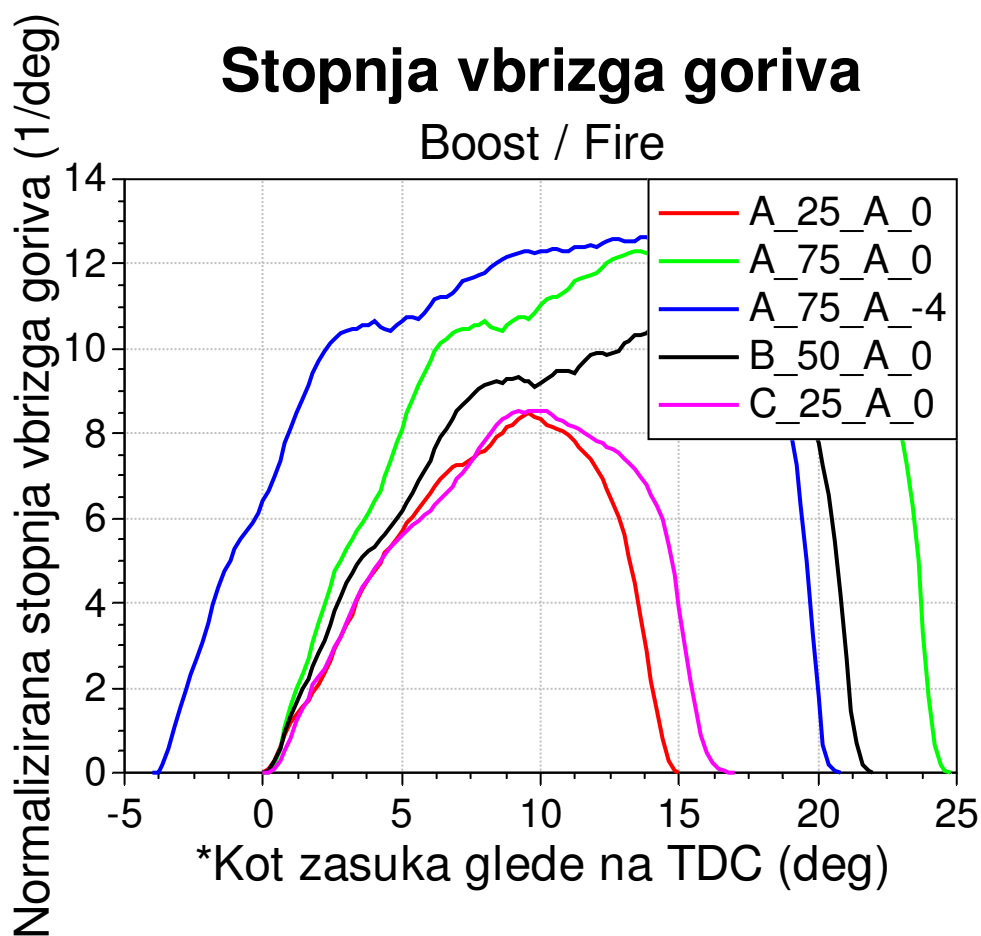
FIRE



Min Y	at X	Max Y	at X	Mean Y (arith.)	Mean Y (geom.)	Mean Y (int.dX)
68.6879	470	24158.9	372.1	3316.23	773.177	1790.73
164.303	470	109220	380.3	17075	2559.4	7281.81
162.332	470	130775	375.2	20745.2	2880.93	8709.57
285.36	470	254671	377.7	32887.4	4574.84	14028.8
260.635	470	108241	374.9	14762.5	3047.09	7485.78

Slika 18: Srednja stopnja disipacije

Srednjo stopnjo disipacije je bilo potrebno znižati za faktor 1000. To je mogoče argumentirati z različnimi hitrostmi uparjanja goriva v Boostu in Fire-u, kot je prikazano na sliki (Slika 23–27). Rezultat najbolj ustreza disipacijskemu parametru (DP) iz Boosta.



Slika 19: Normalizirana krivulja vbrizga goriva

Prikazane stopnje vbrizga goriva za vse obratovalne točke sem vzel iz Fire modela in jih enake uporabil v Boost modelu. MCC-model zgorevanja sicer omogoča direkten izračun stopnje vbrizga goriva, vendar sem se odločil, da uporabim enake krivulje, kot so bile uporabljene v Fire-u. Poleg geometrijskih podatkov injektorja MCC-model zahteva tudi nekatere podatke, ki se nanašajo na tekočino. Ti pa so navadno rezultati simulacij ali meritev, ki pogosto niso na voljo.

8 Rezultati

Na prvem mestu sem prikazal primerjave računskih časov. Boost je v primerjavi s Fire približno 600-krat hitrejši. Že predhodno sem omenil težave pri napovedovanju temperatur in nenatančnosti pri preračunavanju prenosa toplote. Rezultati pokažejo, da so temperature, ki jih izračuna Boost, nekolikokrat višje kot tiste, ki jih izračuna Fire. To ima posredno vpliv na rezultate NO_x in saj. Glede na Fire rezultate in meritve, Boost nastajanje NO_x preceni. Pri sajah da Boost boljše rezultate.

Vbrizg goriva je eden najpomembnejših parametrov pri dizelskem zgorevanju. Zato sem se odločil, da prikažem tudi krivulje hitrosti uparjanja goriva. Ti rezultati so prikazani takoj za temperaturami v valju. Zaradi neenakih hitrosti izparevanja goriva pri 1D- in 3D-modelu, sem v Boostu dodatno znižal disipacijski parameter.

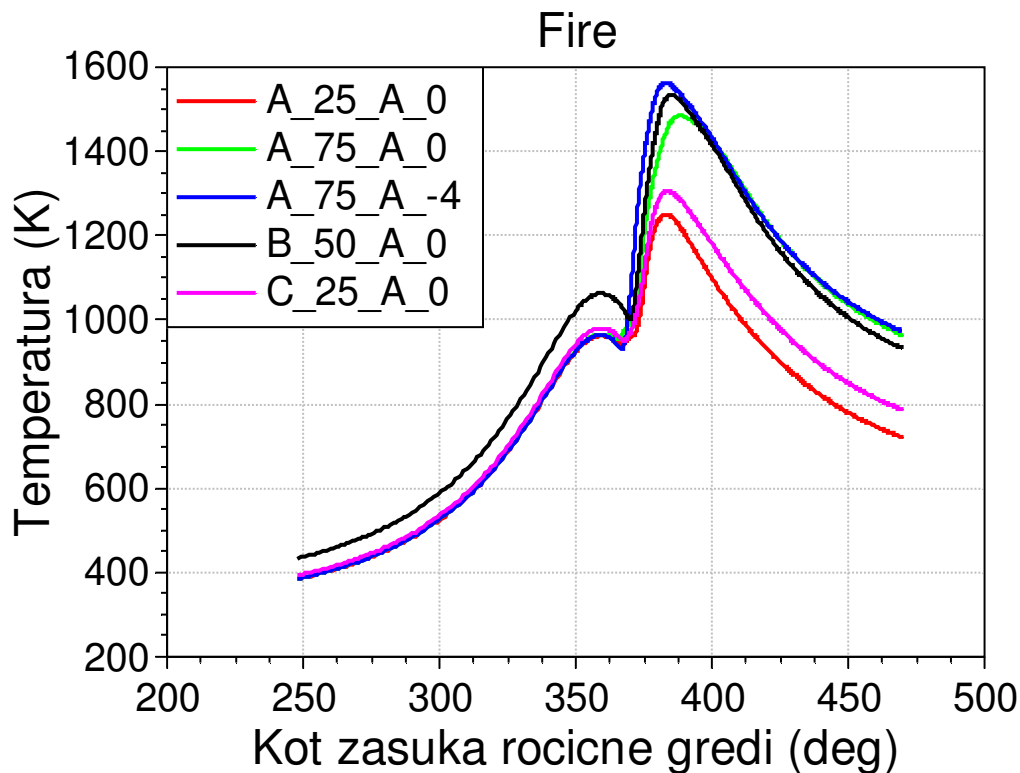
V zadnjem sklopu so prikazani rezultati tlaka v valju, stopnja sproščanja toplote, nastanek in akumulacija NO_x ter nastanek in akumulacija saj. Rezultati so predstavljeni za vsako obratovalno točko posebej.

Vsi rezultati so v nadaljevanju še dodatno komentirani.

Tabela 24: Primerjava računskih časov

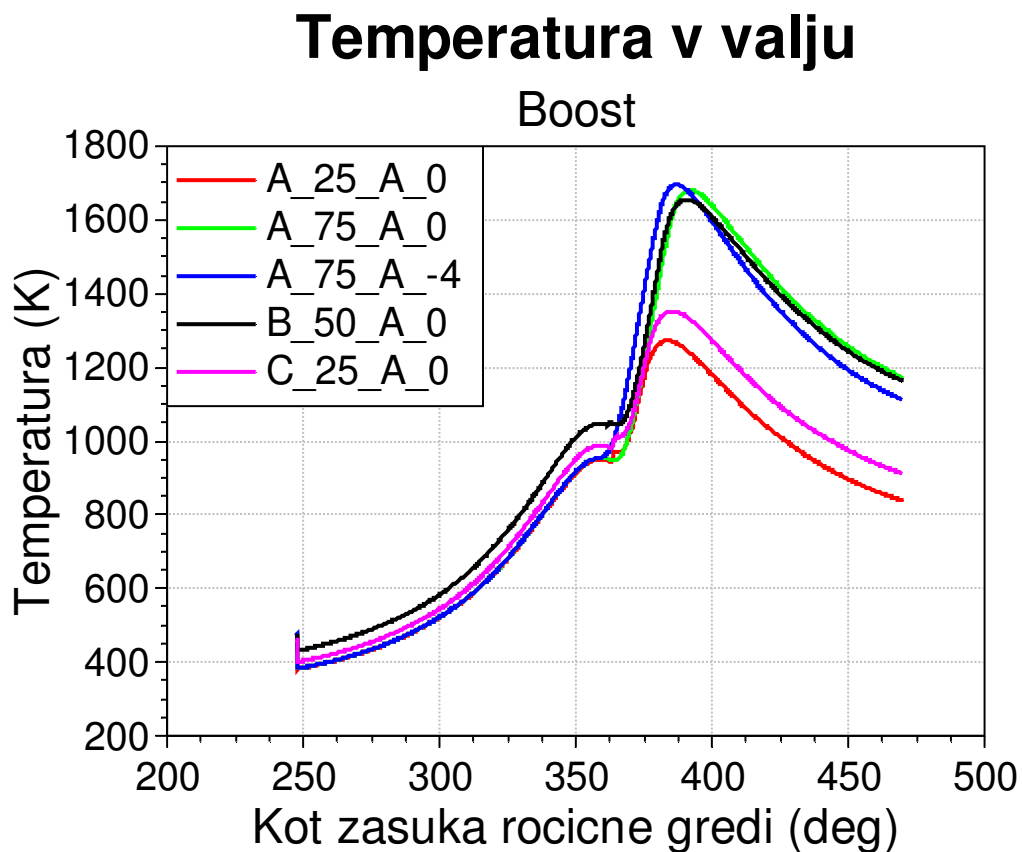
AVL – ime točke	FIRE [s]	BOOST [s]	BOOST – nastavljen [s]
A_25_A_0	73728	125	124
A_75_A_0	83289	126	123
A_75_A_-4	84312	124	73
B_50_A_0	83009	125	125
C_25_A_0	73719	67	77

Temperatura v valju



Slika 20: Temperature v valju – Fire rezultat

Temperatura v valju je pri Fire izračunih nekoliko višja kot pri Boost izračunih, kljub temu da so temperature sten pri obeh modelih enake (Tabela 11). To je posledica več faktorjev. V Boostu je temperatura pri enoconskih modelih enaka v celem valju, medtem ko Fire računa temperaturo v vsakem vozlišču posebej. Zgornji rezultat je poprečje vseh mrežnih točk. Tudi model za preračun prenosa toplote na stene valja je različen od modela, ki je uporabljen v Boostu.

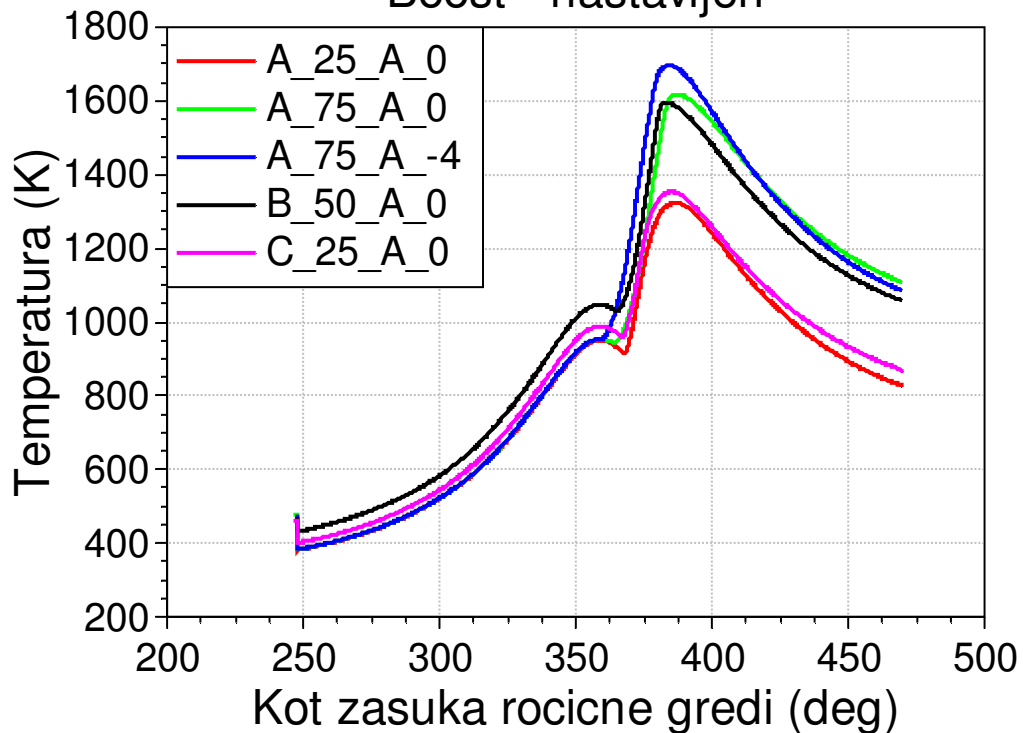


Slika 21: Temperature v valju – nenastavljen Boost rezultat

V Boostu je za prenos toplote uporabljen Woschni 1978 model. Model da boljše rezultate v področju višjih tlakov in sem ga zaradi tega izbira kot najprimernejšega za analizo zgorevanja. Model preračuna koeficient prenosa toplote α . V Boostu sicer obstajajo parametri za nastavljanje tega koeficienta, vendar sem uporabil kar standardne vrednosti. Izračunane temperature so višje kot pri Fire-u, od koder sledijo tudi previsoke vrednosti za akumulacijo NO_x.

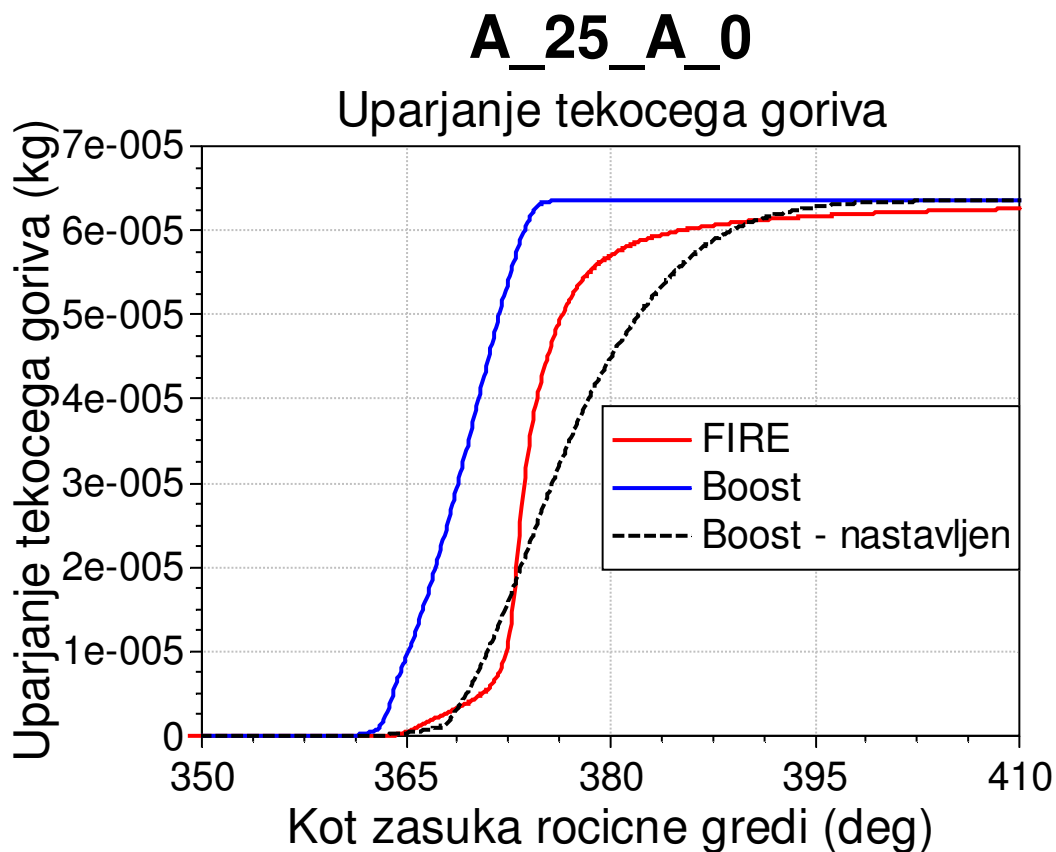
Temperatura v valju

Boost - nastavljen



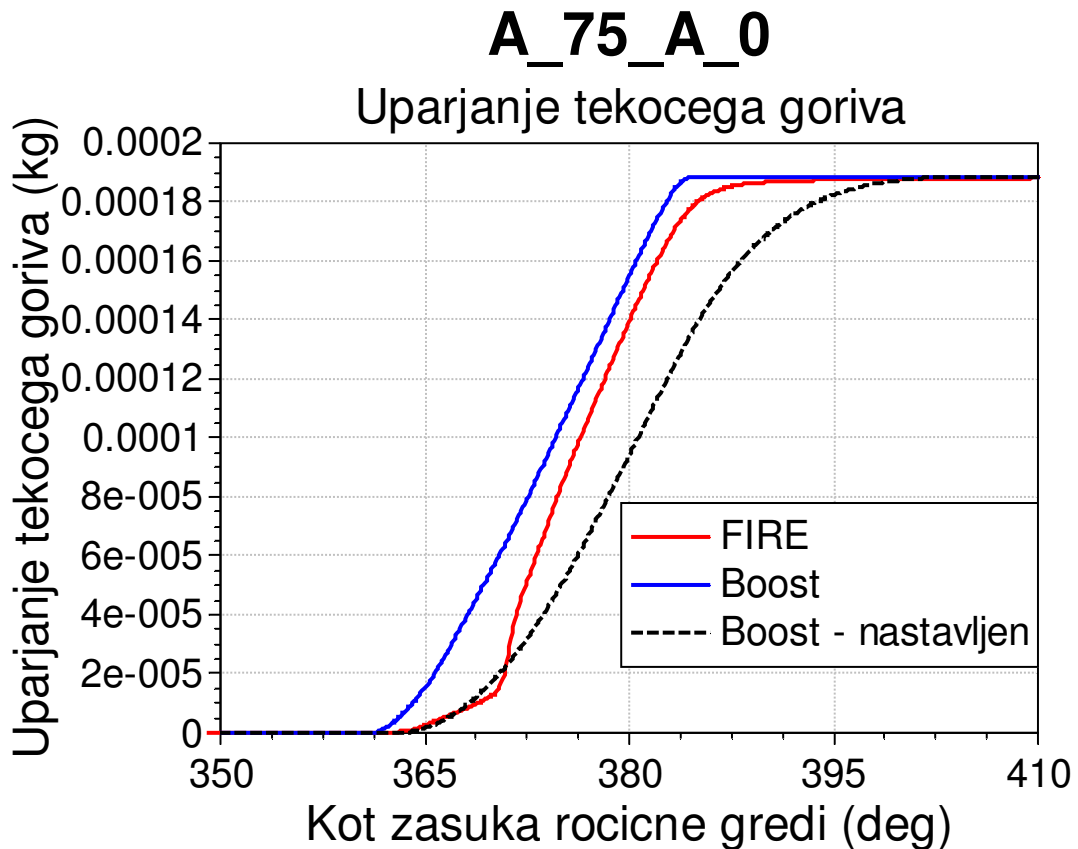
Slika 22: Temperature v valju – nastavljen Boost rezultat

Nastavljen Boost model da podobne rezultate kot nenastavljen Boost model. Opaziti je relativno poslabšanje glede na Fire med obratovalnima točkama A_25_A_0 in C_25_A_0. To je lahko posledica različnih nastavitve vbrizga. Pri ostalih treh obratovalnih točkah je mogoče opaziti minimalno izboljšanje ujemanja temperatur v primerjavi s 3D-rezultati. Za natančnejšo obrazložitev pa bi bila potrebna podrobnejša analiza modela prenosa toplote.



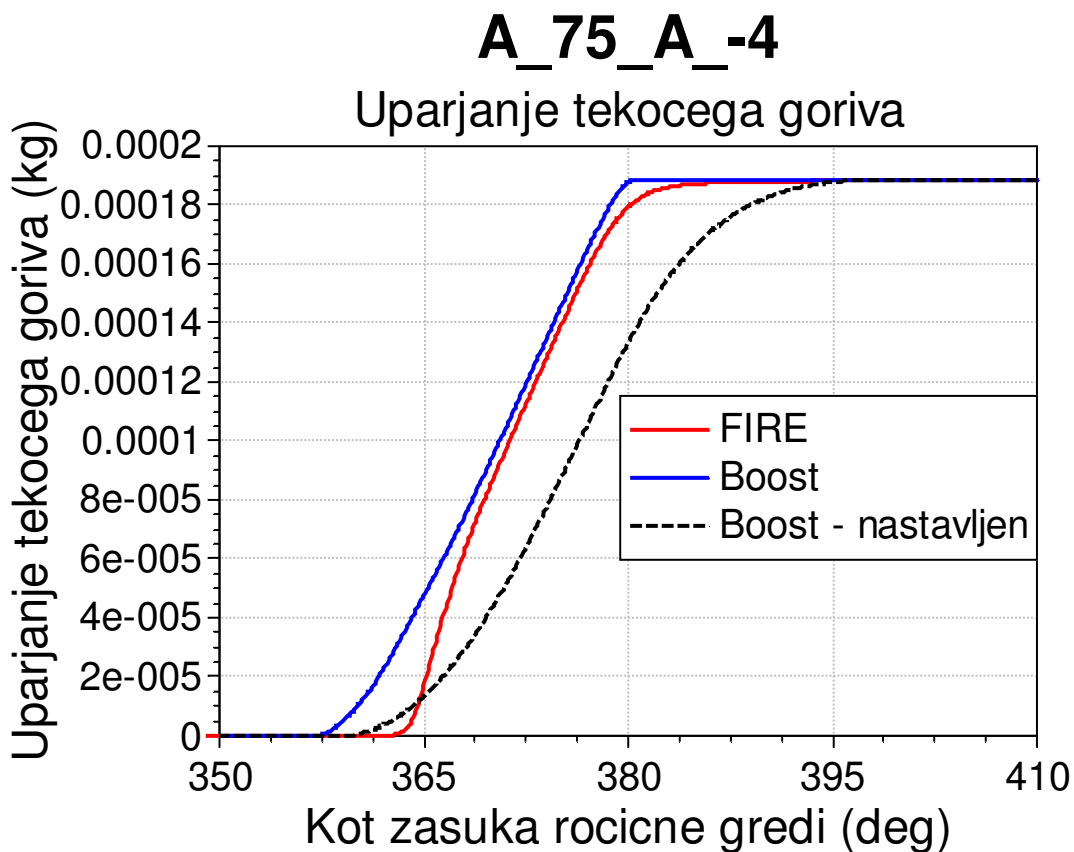
Slika 23: A_25_A_0 – Hitrost uparjanja goriva

Hitrost uparjanja goriva glede na kot zasuka ročicne gredi je v Boostu mogoče kontrolirati preko parametra EVP (evaporation velocity parameter). Ta ima neposreden vpliv na enačbo (2.37). Ker so analize pokazale, da standardna vrednost ni vedno dobra, kar kaže tudi zgornja primerjava med Fireom in Boostom, sem se odločil nastaviti tudi ta parameter. Nastavljene vrednosti EVP za vse obratovalne točke so v tabeli (Tabela 22). S nastavljanjem EVP se je pojavila težava, saj je EVP mogoče spreminjati le od cikla do cikla, ne pa tudi skozi cikel v odvisnosti od zasuka ročicne gredi. Posledično je ujemanje izboljšano le delno, pretežno ob začetku vbrizga.



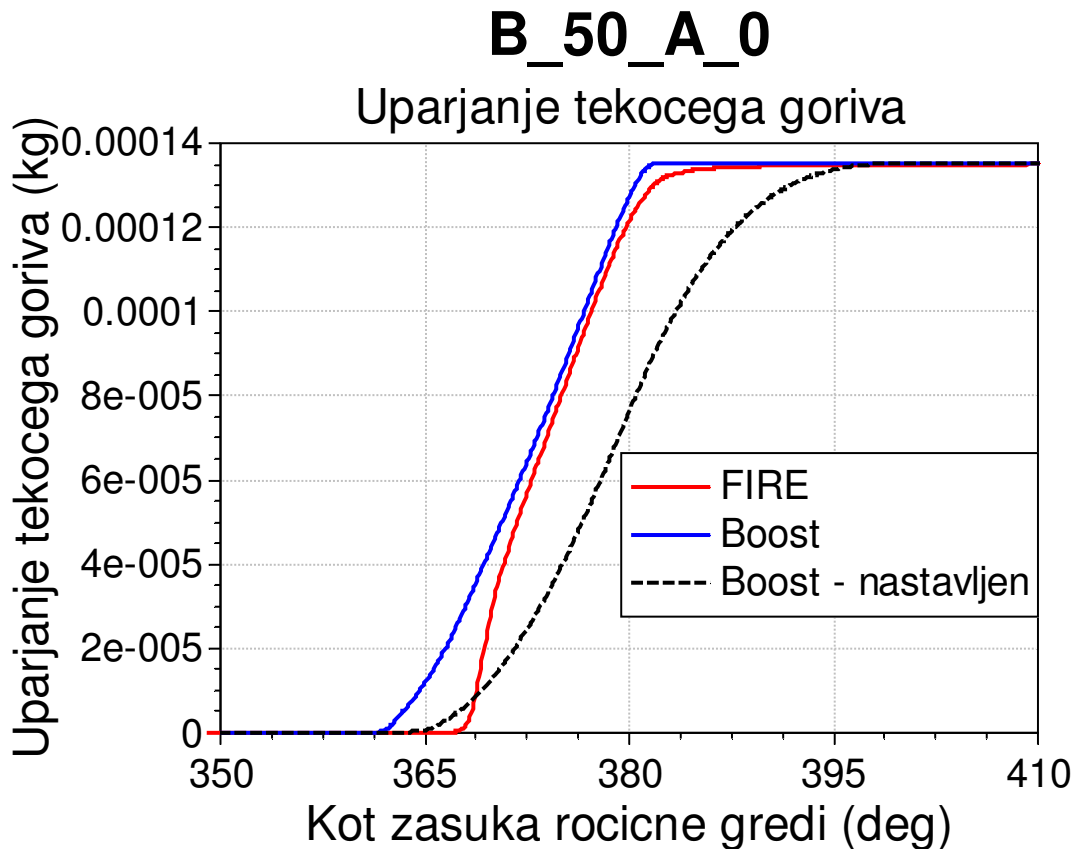
Slika 24: A_75_A_0 – Hitrost uparjanja goriva

Tudi v tej obratovalni točki je bilo ujemanje mogoče izboljšati le delno. Na začetku uparjanja goriva je ujemanje boljše, proti koncu vbrizga pa se razlika med Fire in nastavljenim Boostom veča. Pozitiven vpliv tega nastavljanja lahko opazimo pri rezultatih saj, negativnih posledic nastavljanja pa pri obarvanih rezultatih za to točko ni mogoče zaznati.



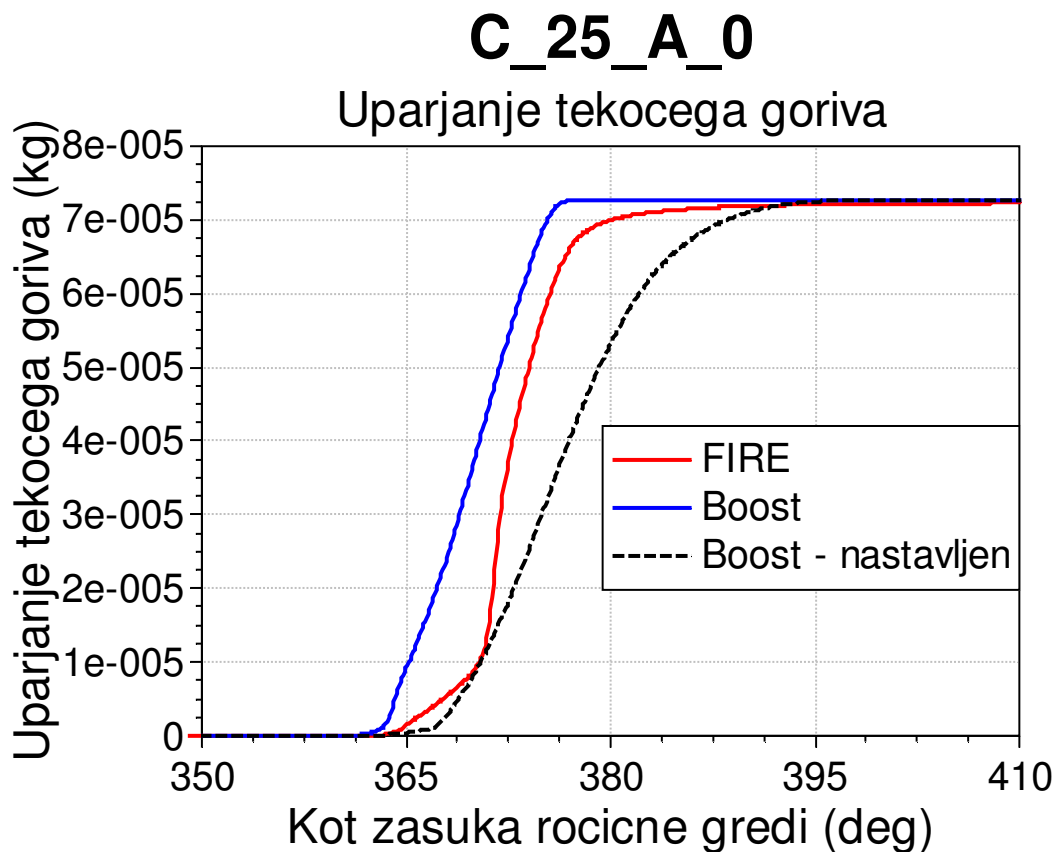
Slika 25: A_75_A_-4 – Hitrost uparjanja goriva

Točka A_75_A_-4 je zelo podobna točki A_75_A_0, le da je vbrizg goriva zgodnejši za 4 stopinje zasuka ročične gredi. Tako sem tudi vrednost za EVP parameter izbral enako kot pri prejšnji točki. Vrednosti EVP so tukaj najmanjše. Pri nastavljanju sem vedno poskušal ujeti začetek uparjanja kar se da točno.



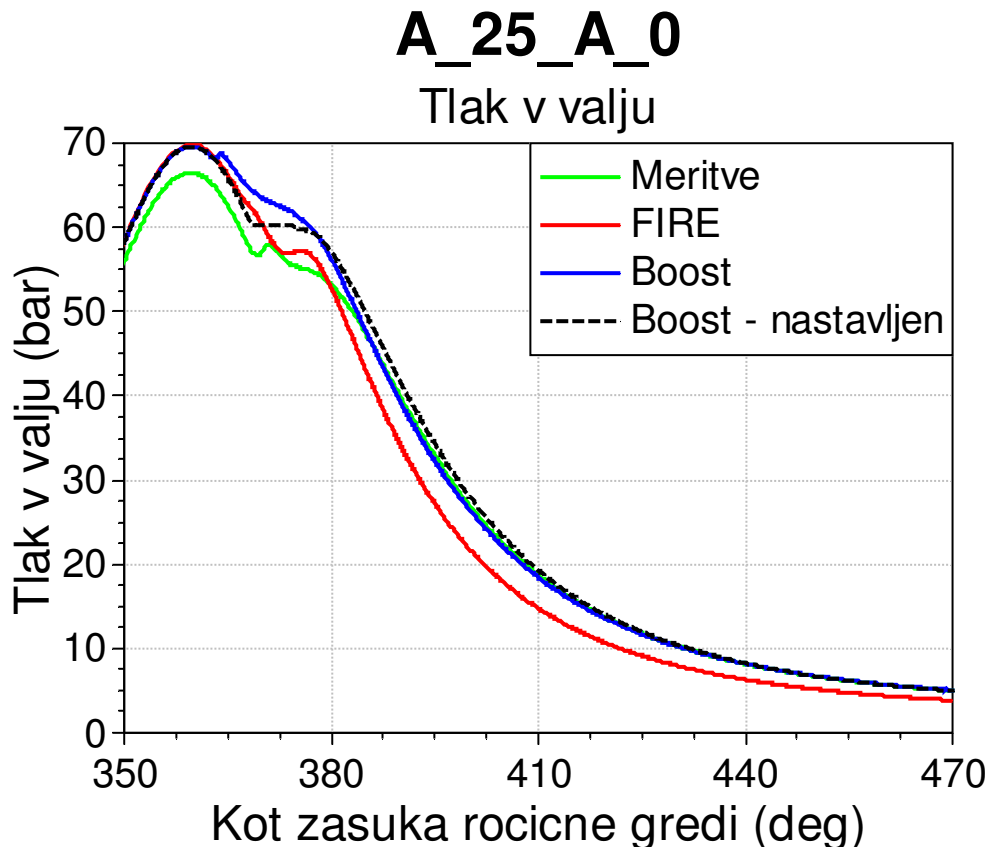
Slika 26: B_50_A_0 – Hitrost uparjanja goriva

Tudi v tej obratovalni točki vidimo, da je začetek uparjanja kapljic goriva ujet boljše, medtem ko v nadaljevanju nenastavljen Boost model kaže boljše ujemanje količine uparjenega goriva. Razlike med 1D- in 3D-modeli so velike, zato je težko smiselno izbrati parametre brez dodatnih analiz. Moj pristop je bil čim bolj ujeti začetek uparjanja, pri tem pa še vedno obdržati smiselno stopnjo sproščanja toplote.



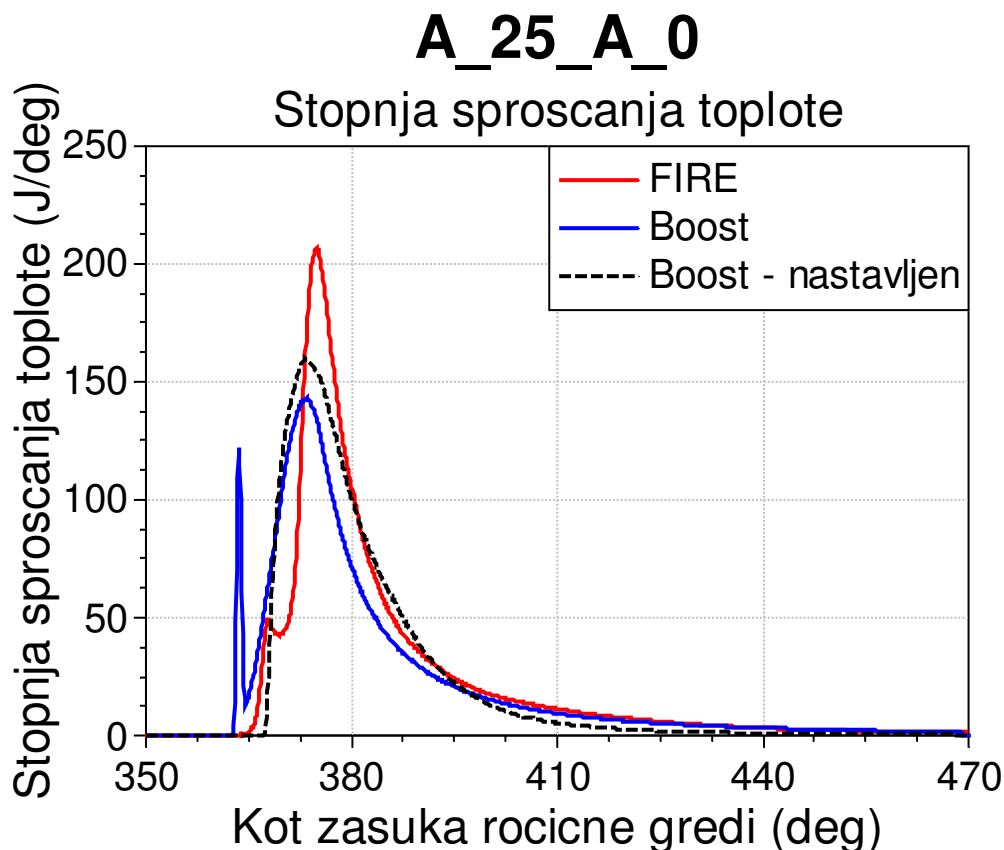
Slika 27: C_25_A_0 – Hitrost uparjanja goriva

V vseh točkah sem parameter EVP glede na standardno vrednost znižal, kar nakazuje na globalno prehitro uparjanje v Boost modelu. Naknadno znižanje parametra disipacije je bilo tako smiselno, saj je disipacija sorazmerna s kinetično energijo vbrizga in je tako ob isti stopnji vbrizga (ROI) previsoka. Disipacija in hitrost uparjanja nista direktno povezani. Če znižamo eno, je potrebno znižati tudi drugo, da se v nasprotnem primeru ne pojavijo previsoke temperature v fazi poznega zgorevanja.



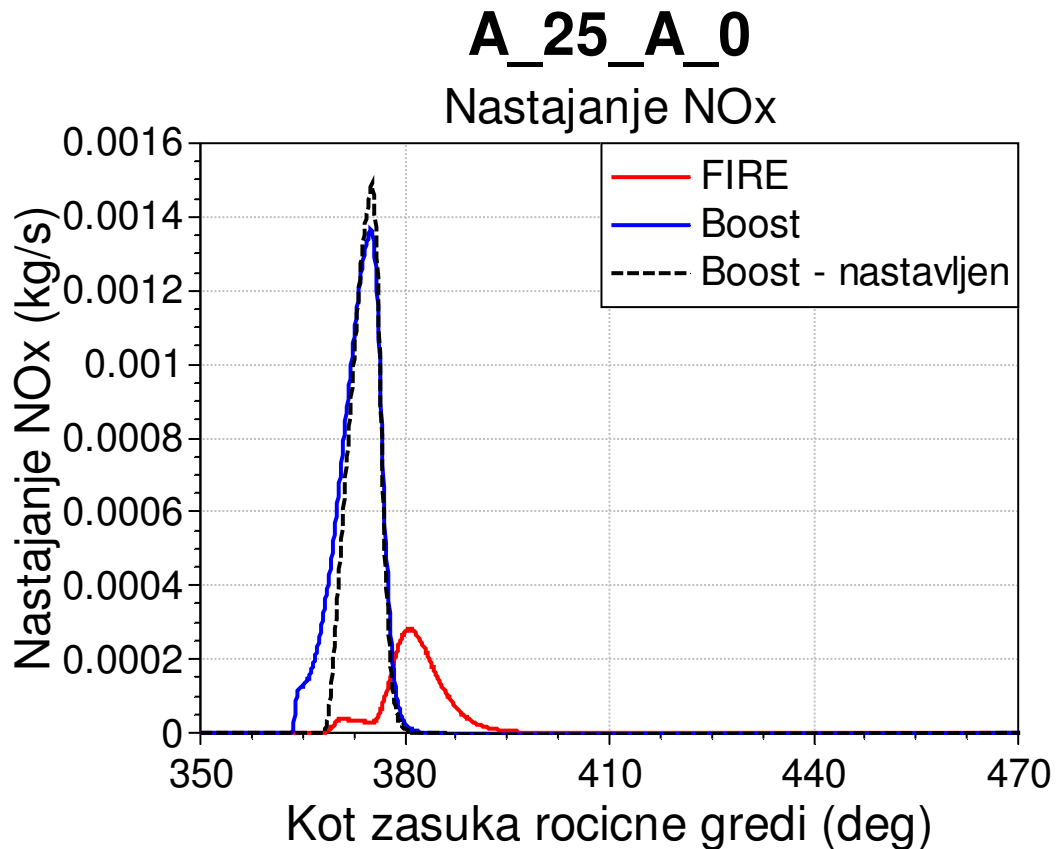
Slika 28: A_25_A_0 – Primerjava tlakov v cilindru

Primerjava tlaka v valju pokaže problem, s katerim sem se srečal takoj na začetku. Razlike so bile prisotne že med Fire rezultati in meritvami, zato je bilo boljše ujemanje meritev in Boosta nesmiselno pričakovati. Boost model sem zaradi pomanjkanja izmerjenih podatkov sestavil po vzoru Fire modela. Na sliki je opaziti približno 3 bare višji tlak računskih modelov v primerjavi z meritvami, kar bi lahko bila posledica neenake kompresije (kar ovržejo nadaljnji rezultati) oz. večje mase mešanice goriva in zraka v valju ob zaprtju sesalnega ventila. Pri Fire modelu je nato zaznati hiter padec tlaka v valju, kar nakazuje na nenastavljen model zgorevanja. Boost rezultati tukaj kažejo boljše obnašanje, še najboljše rezultate pa da Boost model s nastavljenimi parametri, kjer je oblika krivulje tlaka še najbolj podobna izmerjeni in tudi bližje Fire krivulji kot pa rezultat Boost simulacije s standardnimi parametri.



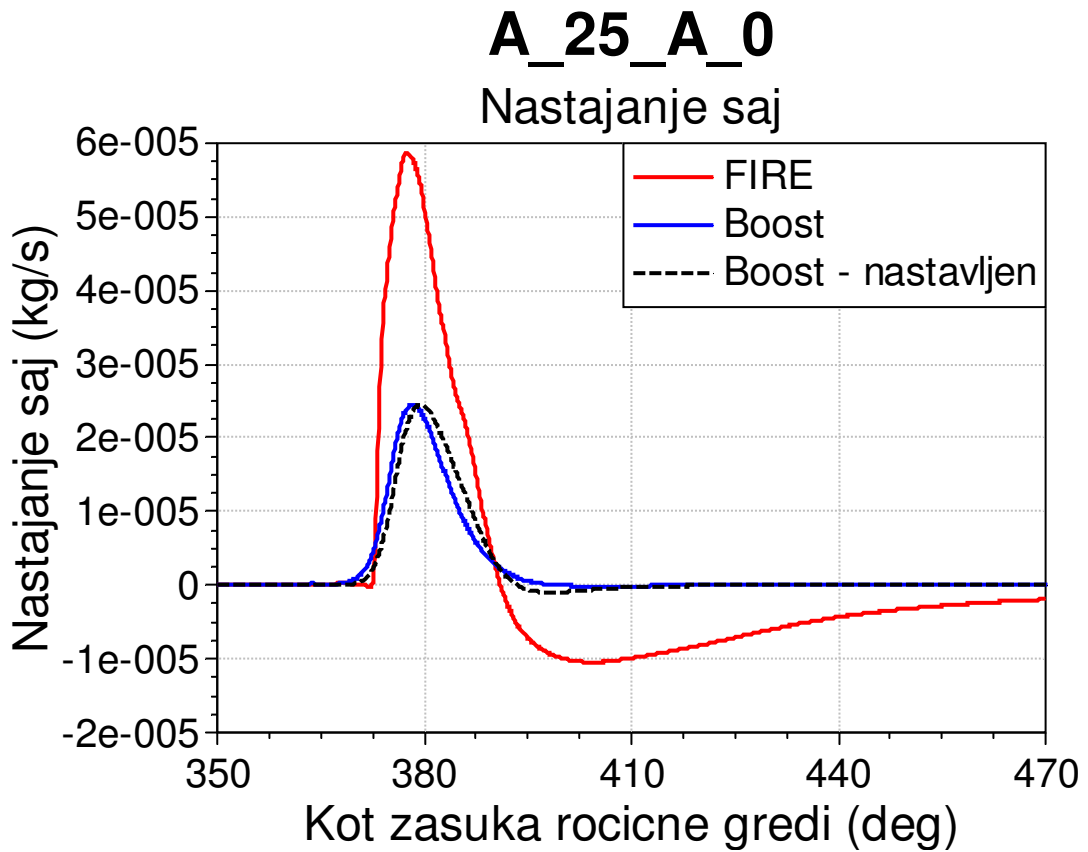
Slika 29: A_25_A_0 – Primerjava ROHR

Odločil sem se prikazati tudi primerjavo ROHR-krivulj med modeli, saj je za Boost ROHR eden najpomembnejših podatkov. Meritev ROHR nisem imel na voljo. Razlika je minimalna, zato je težko govoriti o boljšem oz. slabšem rezultatu. So pa nivoji krivulj dokaj podobni in tudi časi ustrezajo dogajanju v cilindru. Opazimo ujemanje trenutka vbrizga goriva, začetek zgorevanja itd. ROHR je primeren za analizo modela zgorevanja, saj je mogoče zasledovati potek zgorevanja in ločiti različne faze, kot so faza prevladujoče turbulence, zgorevanja in disipacije. ROHR-rezultat je tudi zelo primerna tarča za optimizacijo parametrov zgorevanja.



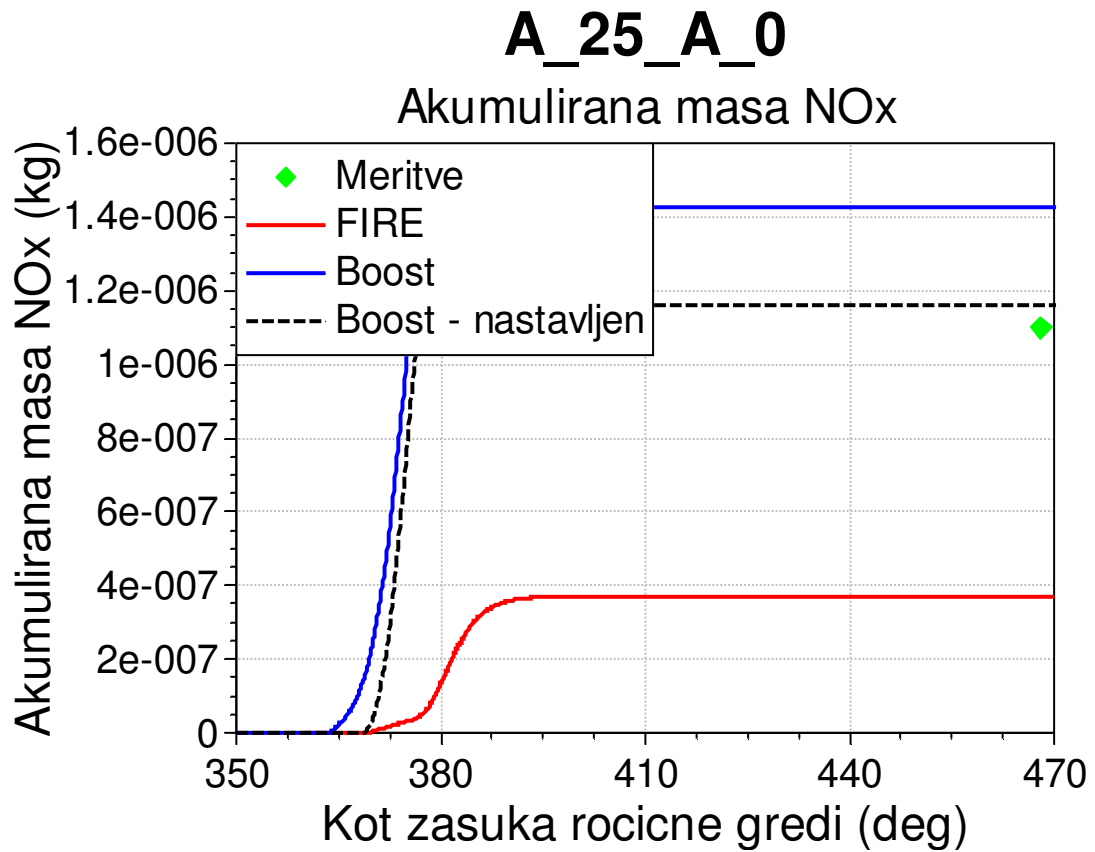
Slika 30: A_25_A_0 – Primerjava nastanka NOx

Pri rezultatih nastanka NOx vidimo, da Boost visoko preceni nastanek NOx glede na Fire, vendar je tudi čas nastajanja le polovičen kot čas nastajanja NOx v Fire-u. Ta rezultat je primeren le za analizo modela zgorevanja in modela emisij. Tukaj bi bilo smiselno študijo nadaljevati z optimizacijo parametrov zgorevanja in parametrov emisij, kar pa bi presegalo začrtane cilje te diplomske naloge.



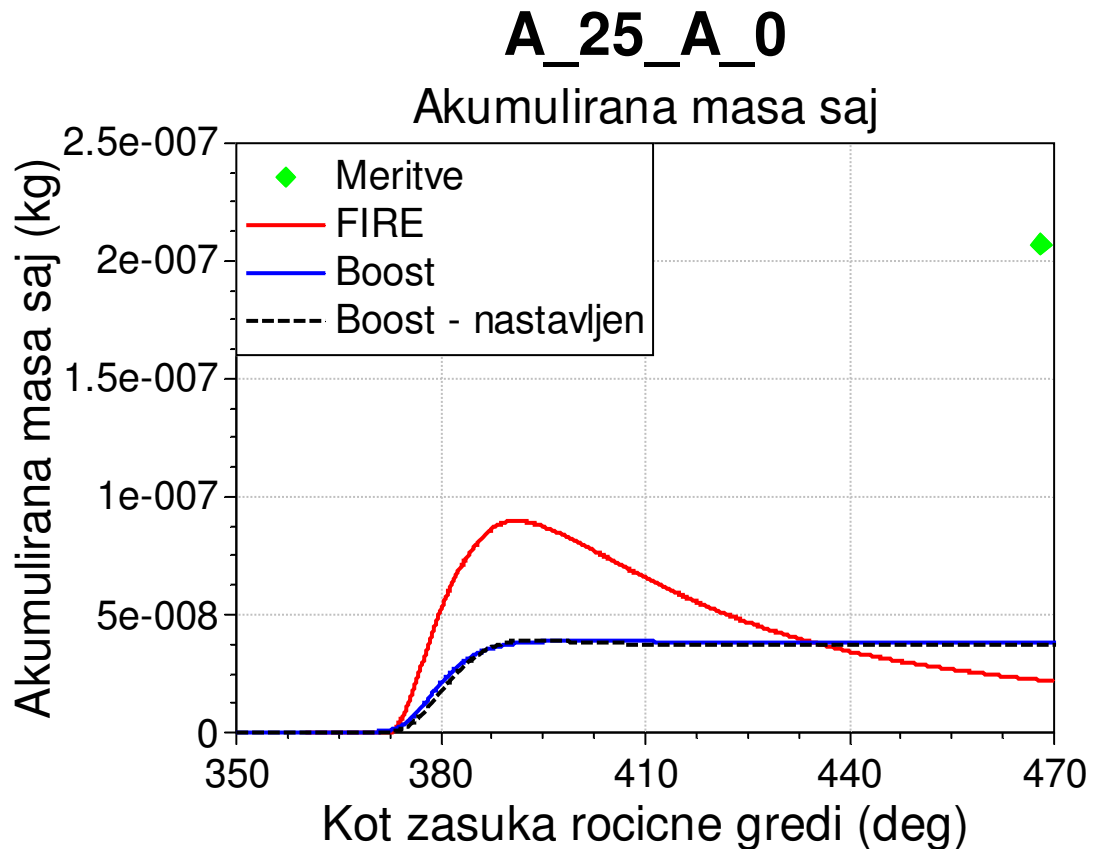
Slika 31: A_25_A_0 – Primerjava nastanka saj

Podobno kot s formacijo NO_x je s formacijo saj. Razhajanje med 1D- in 3D-modelom je veliko, kljub temu da so trendi krivulj podobni. Med nastavljenim in nenastavljenim Boost modelom je razlika le v faznem zamiku, ki je najbrž posledica počasnejšega izparevanja goriva.



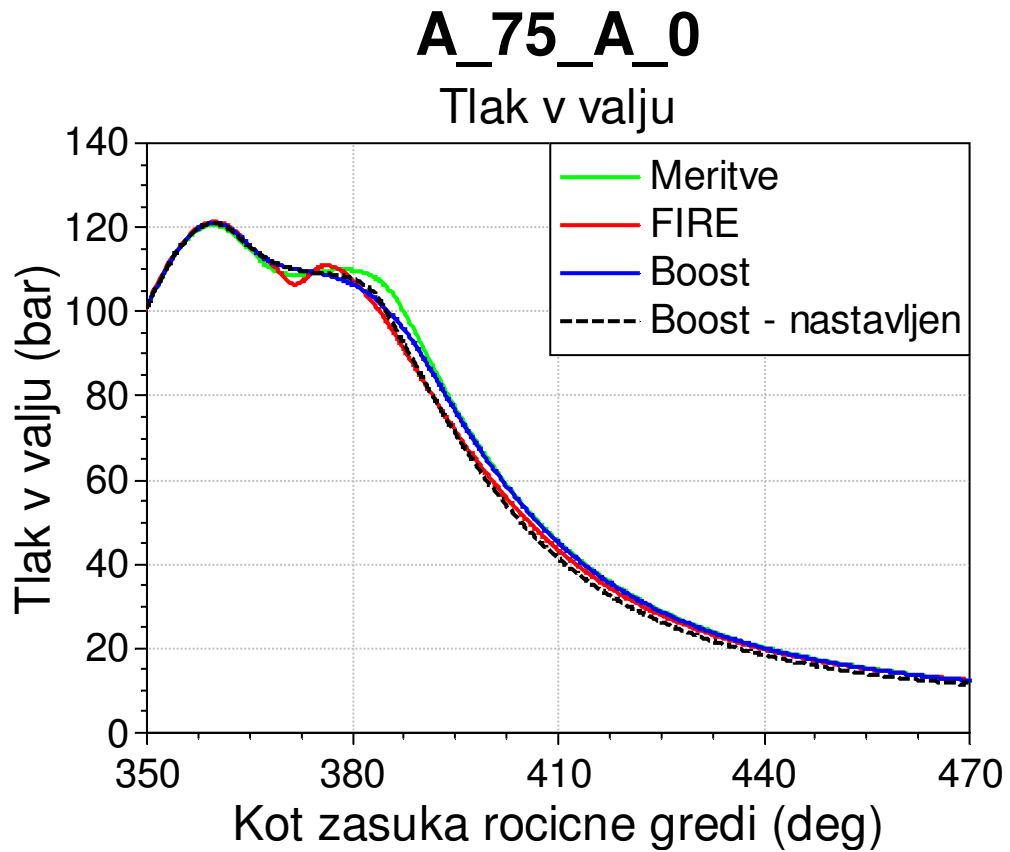
Slika 32: A_25_A_0 – Primerjava akumulacije NOx

Zgornja primerjava je narejena za akumulacijo NOx. Kot vidimo, je glede na meritev najbližji nastavljen Boost model, vendar tudi nenastavljen model ne da slabih rezultatov. Najslabše rezultate v tem primeru da Fire, kjer rezultati od meritev odstopajo za faktor 2.5.



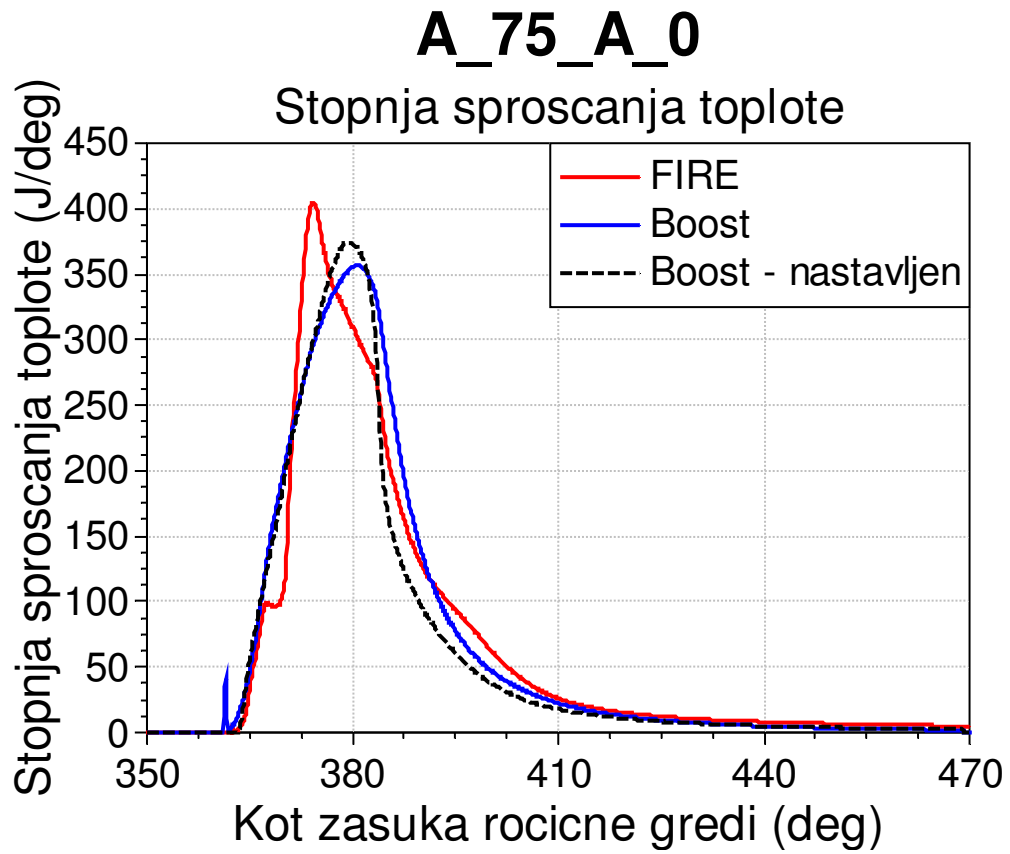
Slika 33: A_25_A_0 – Primerjava akumulacije saj

Vidimo da sta pri napovedi akumulacije saj tako Boost kot Fire dokaj daleč od merjenih rezultatov. To je lahko posledica nenastavljenih modelov emisij. V Fire-u je na voljo več modelov za napoved saj in drugih emisij. V Boostu pa imamo možnost naknadnega nastavljanja rezultatov emisij, kar je razvidno iz tabele (Tabela 23).



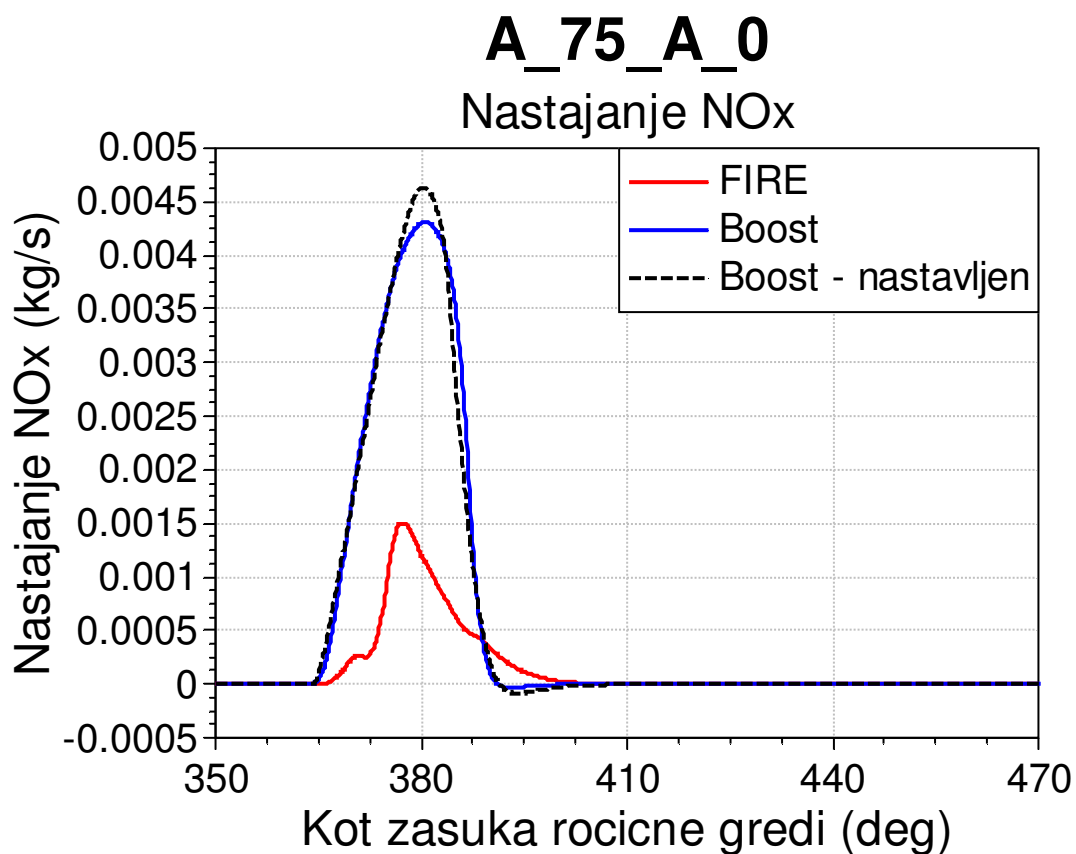
Slika 34: A_75_A_0 – Primerjava tlakov v cilindru

Pri točki obratovalni točki A_75_A_0 se meritve in simulacijski rezultati dobro ujemajo. Nastavljen model v primerjavi z nenastavljenim ne pokaže očitnih izboljšav.



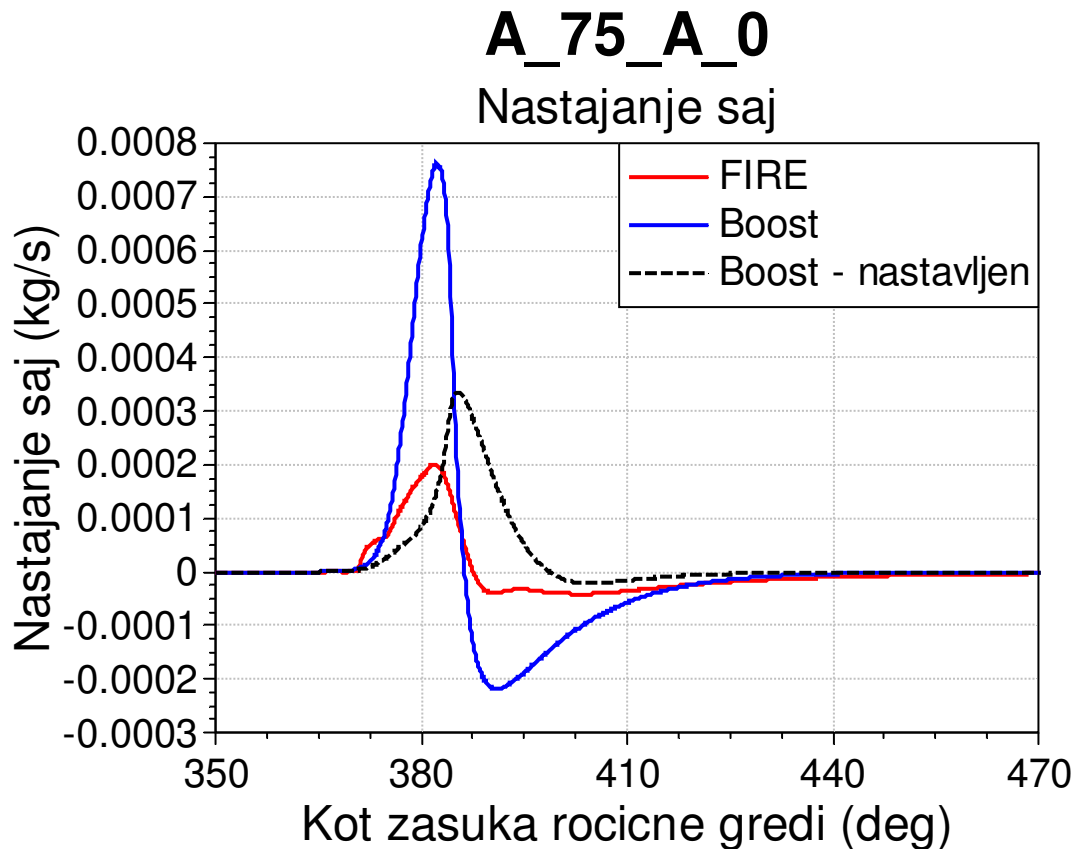
Slika 35: A_75_A_0 – Primerjava ROHR

Tudi ROHR rezultati so dokaj podobni. Ni mogoče izpostaviti očitnih izboljšav med nastavljenim in nenastavljenim 1D-modelom.



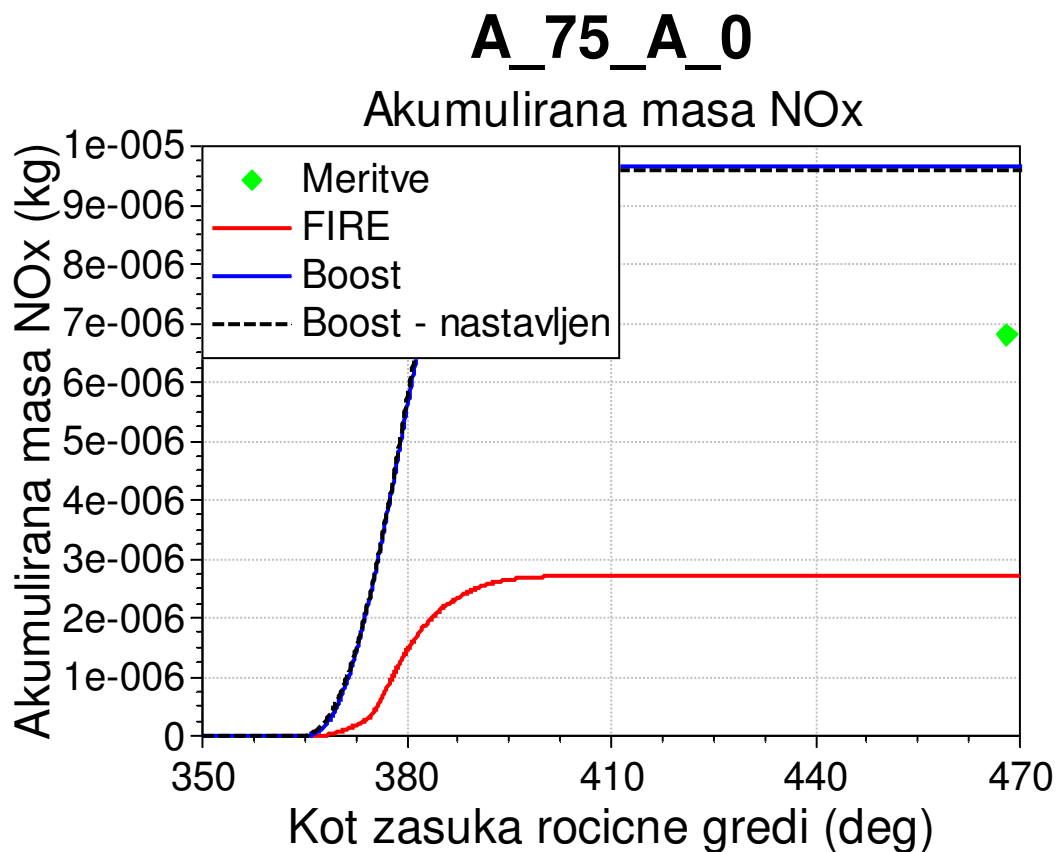
Slika 36: A_75_A_0 – Primerjava nastanka NOx

Kot vidimo, Boost visoko preceni formacijo NOx. Tudi začetek nastajanja NOx je zgodnejši kot pa pri Fire modelu. Meritev tukaj žal ni bilo na voljo. Nam je pa v oporo meritev akumulacije NOx, ki skupaj z rezultatom formacije NOx kaže na precenitev tvorbe NOx s strani Boosta.



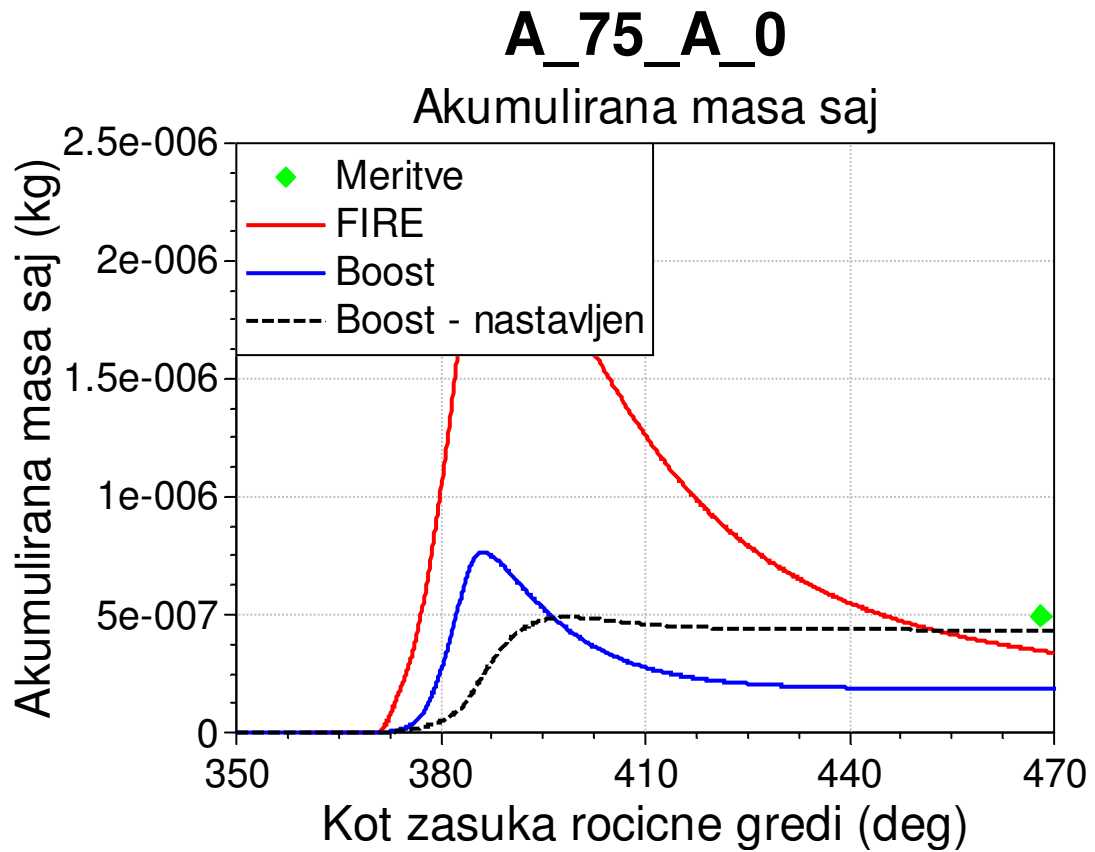
Slika 37: A_75_A_0 – Primerjava nastanka saj

Model nastajanja saj sem v Fire-u izbral naključno, medtem ko je v Boostu na voljo samo en model in dva parametra za nastavljanje. Kot vidimo, so rezultati nenastavljenega Boost modela precenili nastajanje saj. Nastavljen model kaže zakasnitev nastajanja saj v primerjavi z modelom Fire.



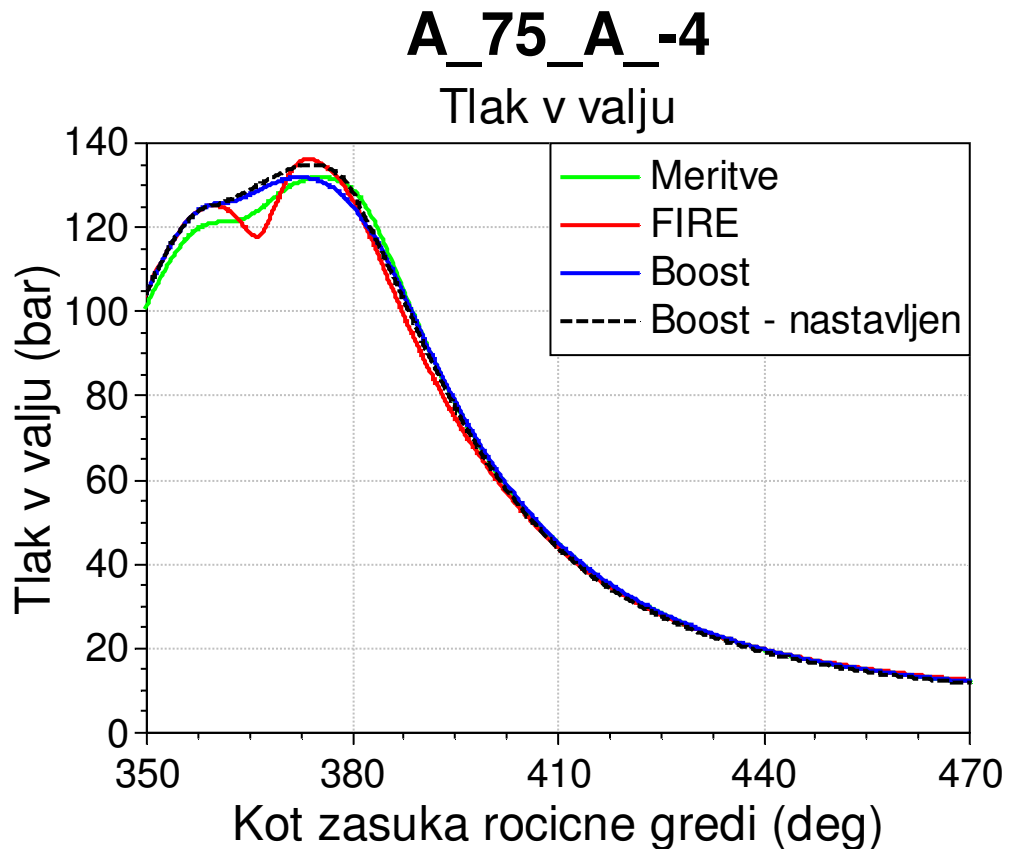
Slika 38: A_75_A_0 – Primerjava akumulacije NOx

Boost model preceni nastanek in akumulacijo NOx, kar se opazi pri vsaki obratovalni točki. Splošno gledano to ni slabo, saj lahko s parametri enostavno znižamo stopnjo nastajanja NOx za cel motor in nam ni potrebno nastavitve spreminjati od točke do točke. So pa tudi temperature v valju pri Boostu višje kot pri Fire-u, kar je lahko eden od vzrokov previsokih emisij.



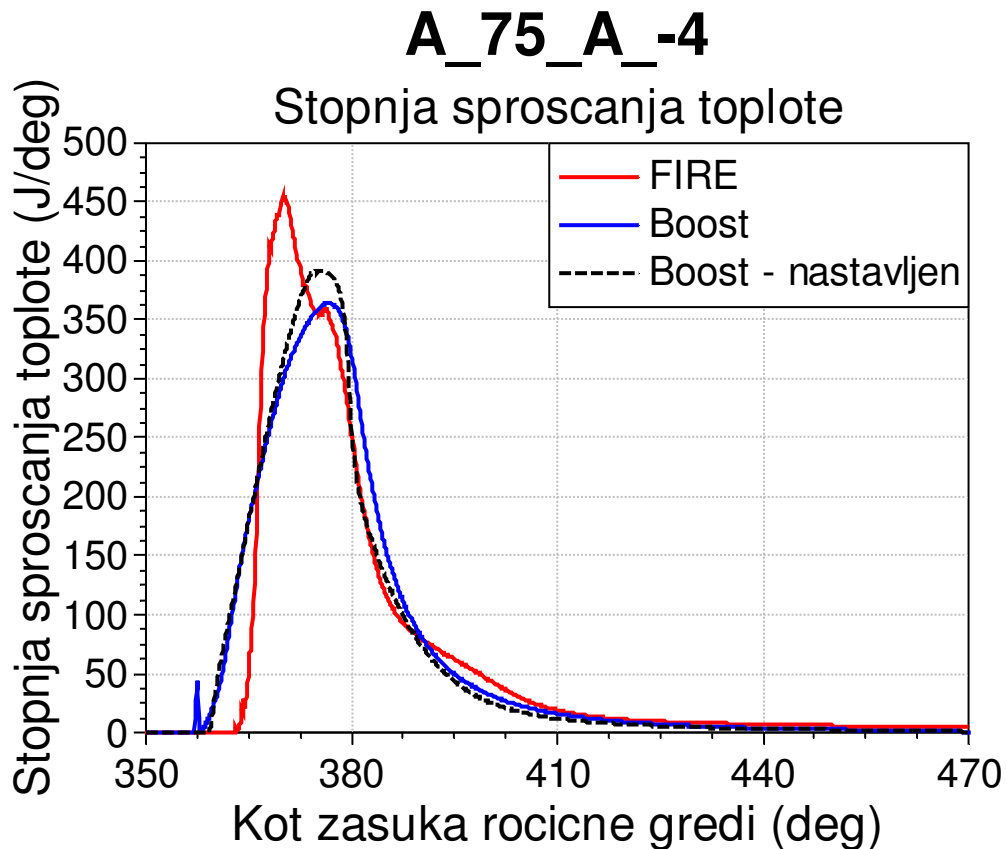
Slika 39: A_75_A_0 – Primerjava akumulacije saj

Pri akumulaciji saj se izkaže nastavljen Boost model za najboljšega in tudi drugi rezultati se lepo ujamejo z meritvami. Boljše ujemanje simulacij z meritvami je zaznati pogosto, ko je masa goriva in zraka v cilindru večja oz. je obratovalna točka bližje polnemu polnjenju motorja.



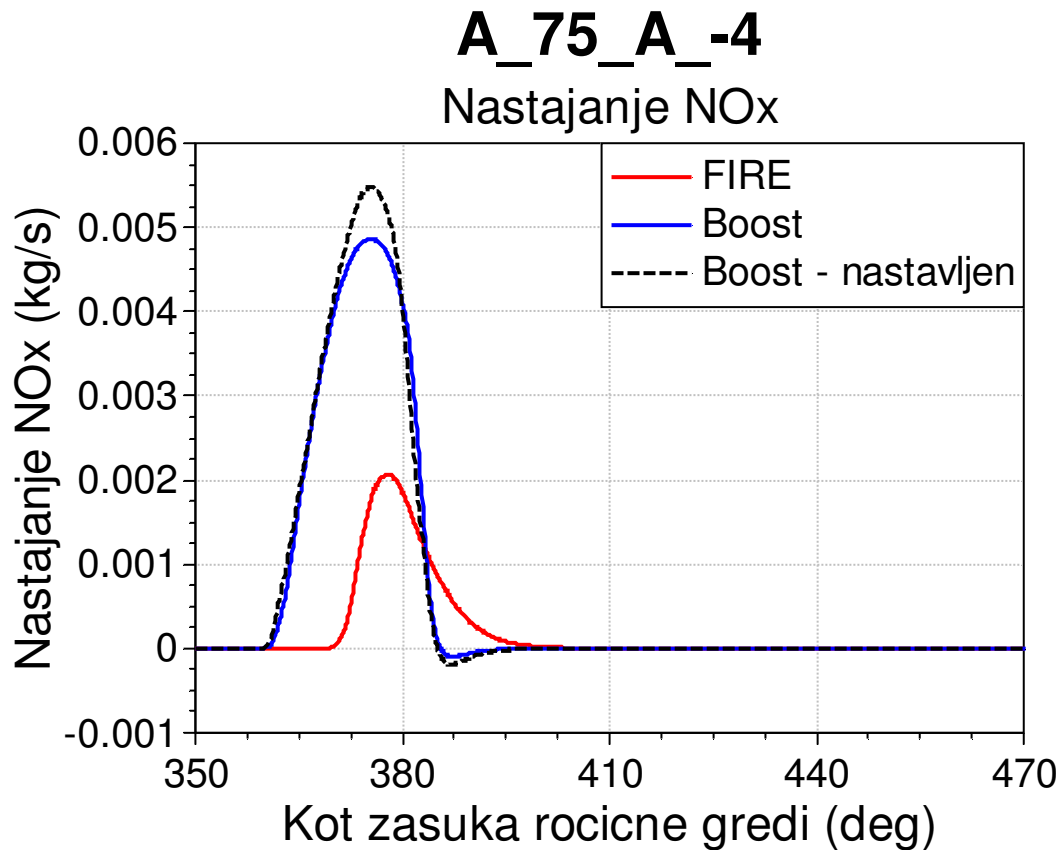
Slika 40: A_75_A_-4 – Primerjava tlakov v cilindru

Točka A_75_A_-4 se od prejšnje točke razlikuje samo po času vbrizga goriva, ki je v tem primeru premaknjen 4 stopinje zasuka ročicne gredi naprej. Rezultati so podobni kot pri prejšnji obratovalni točki. Vidno je dobro ujemanje tlakov v cilindru, kar je dobro izhodišče za nadaljnje rezultate. Iz tega lahko sklepamo, da se mase v valju skladajo z masami meritev. To je pomembno za nastajanje in akumulacijo emisij.



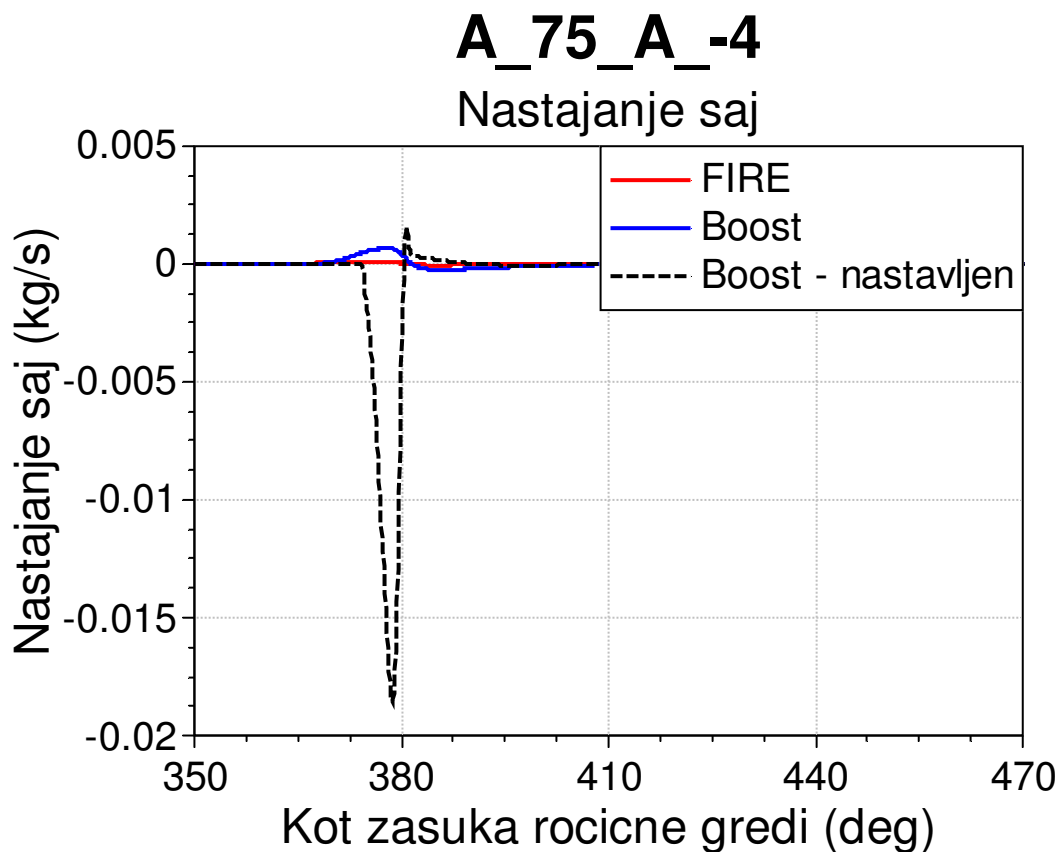
Slika 41: A_75_A_-4 – Primerjava ROHR

Tudi ROHR-krivulje se v tej obratovalni točki dobro ujemajo. Tako nastavljen kot nenastavljen Boost model napovesta približno enak potek sproščanja toplote. Sproščanje toplote se v Boostu začne prej kot pri Fire-u in je počasnejše. Na to je imel pomemben vpliv parameter vbrizga goriva, ki sem ga ocenil s primerjavo stopenj vbrizga pri Fire-u in Boostu, tako da je rezultat kompromis med znižano disipacijo in počasnejšim vbrizgom.



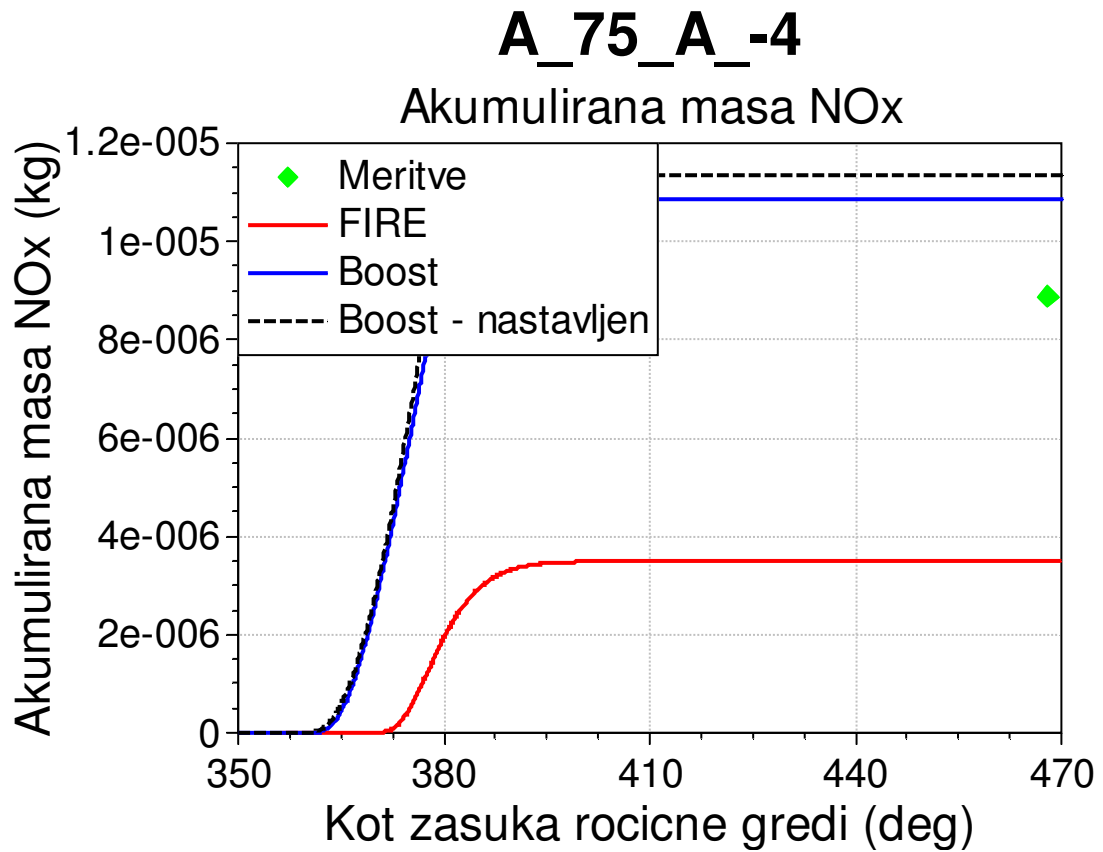
Slika 42: A_75_A_-4 – Primerjava nastanka NOx

Pri formaciji NOx je predvsem opaziti prehiter začetek tvorbe NOx. Če ta rezultat primerjamo skupaj s akumulacijo NOx, je jasno, da bi bilo model potrebno dodatno nastaviti.



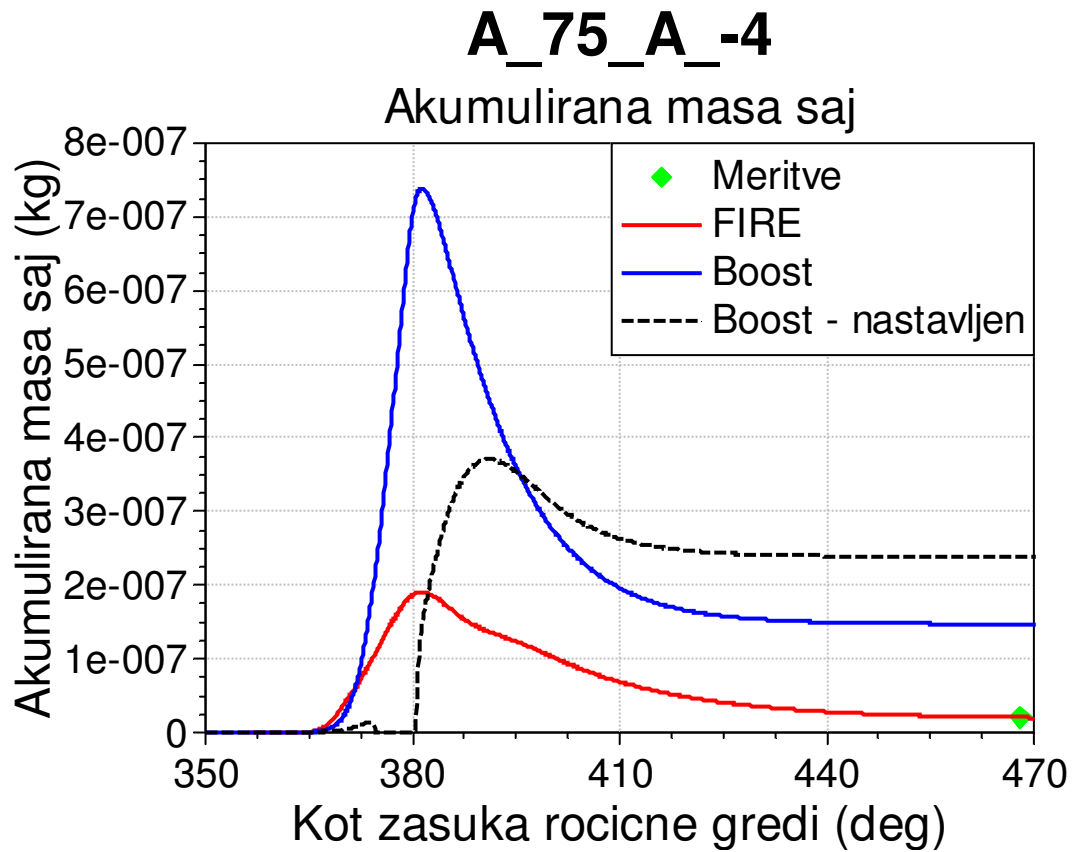
Slika 43: A_75_A_-4 – Primerjava nastanka saj

Vzrok nenavadne oblike krivulje formacije saj je lahko akumulacija saj iz prejšnjih ciklov. Tega učinka ni videti v modelu Fire, kjer se računa le en cikel.



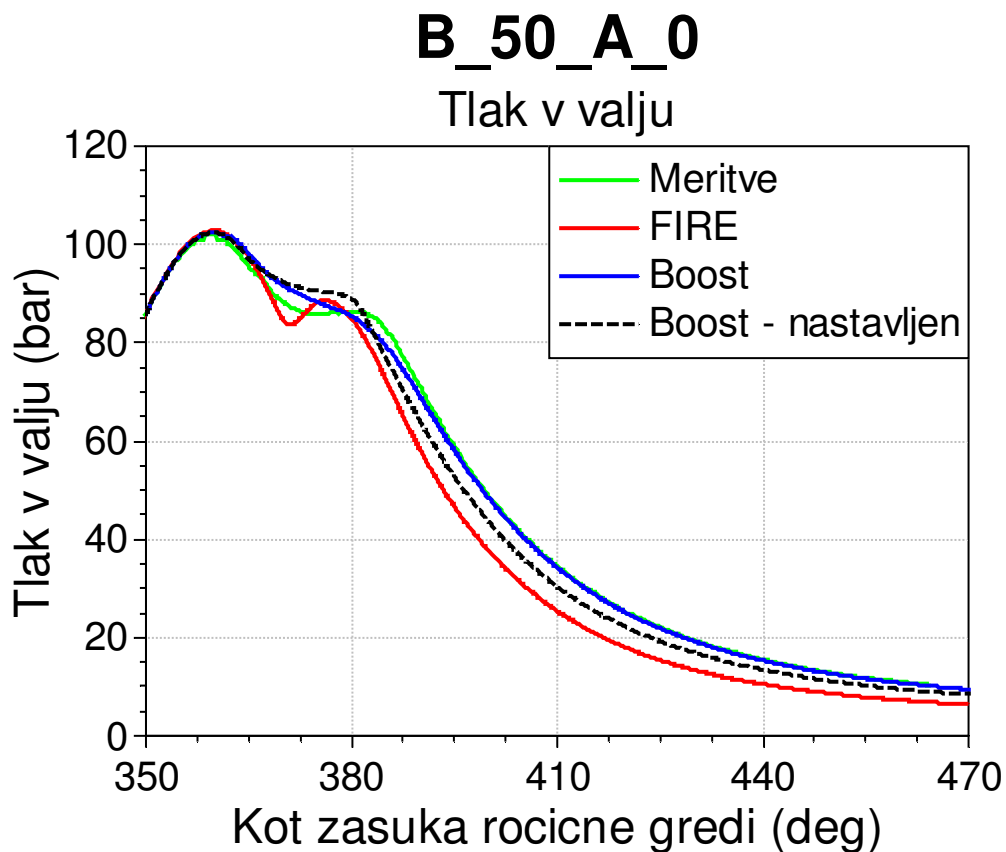
Slika 44: A_75_A_-4 – Primerjava akumulacije NOx

Ponovno je očitno opazna prevelika količina akumuliranih NOx in prehitro nastajanje le-teh pri Boostu. Brez nadaljnje optimizacije se teh rezultatov ne da izboljšati. Nakazuje pa se tudi nedvomno napačna temperatura v valju.



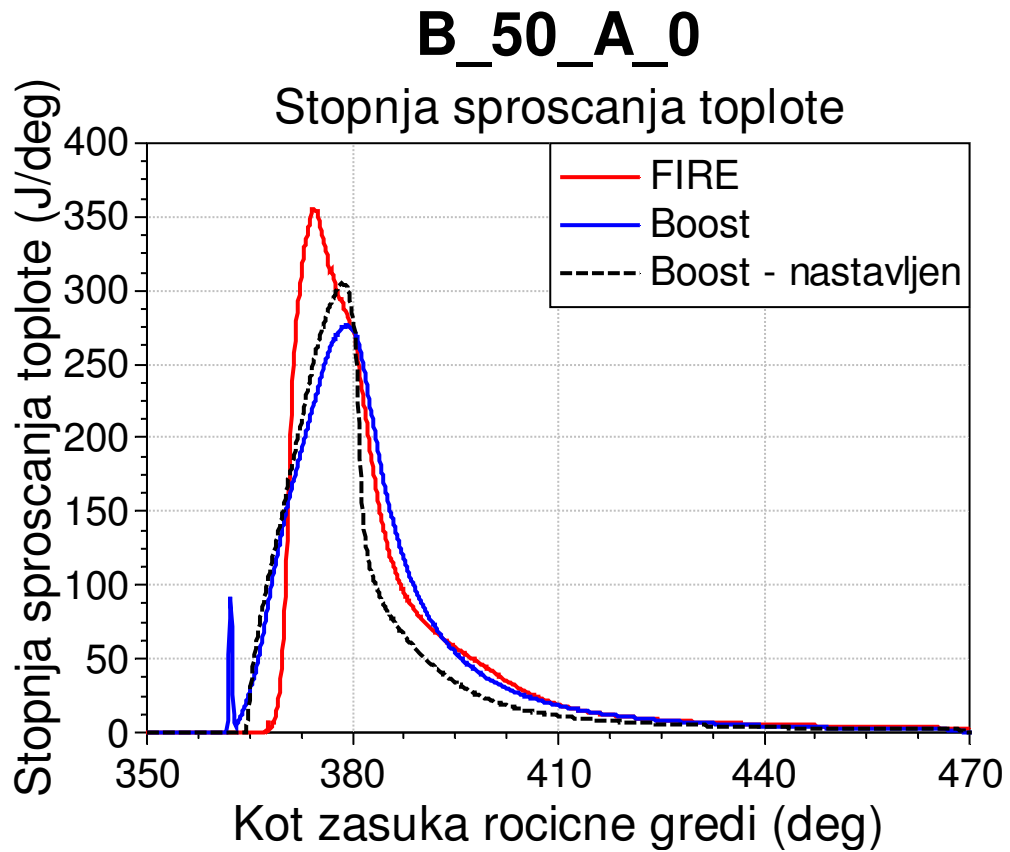
Slika 45: A_75_A_-4 – Primerjava akumulacije saj

Nastavljen Boost model tukaj izstopa. Ocena je mnogo slabša kot v prejšnji obratovalni točki, kjer je bil rezultat nastavljenega modela najboljši.



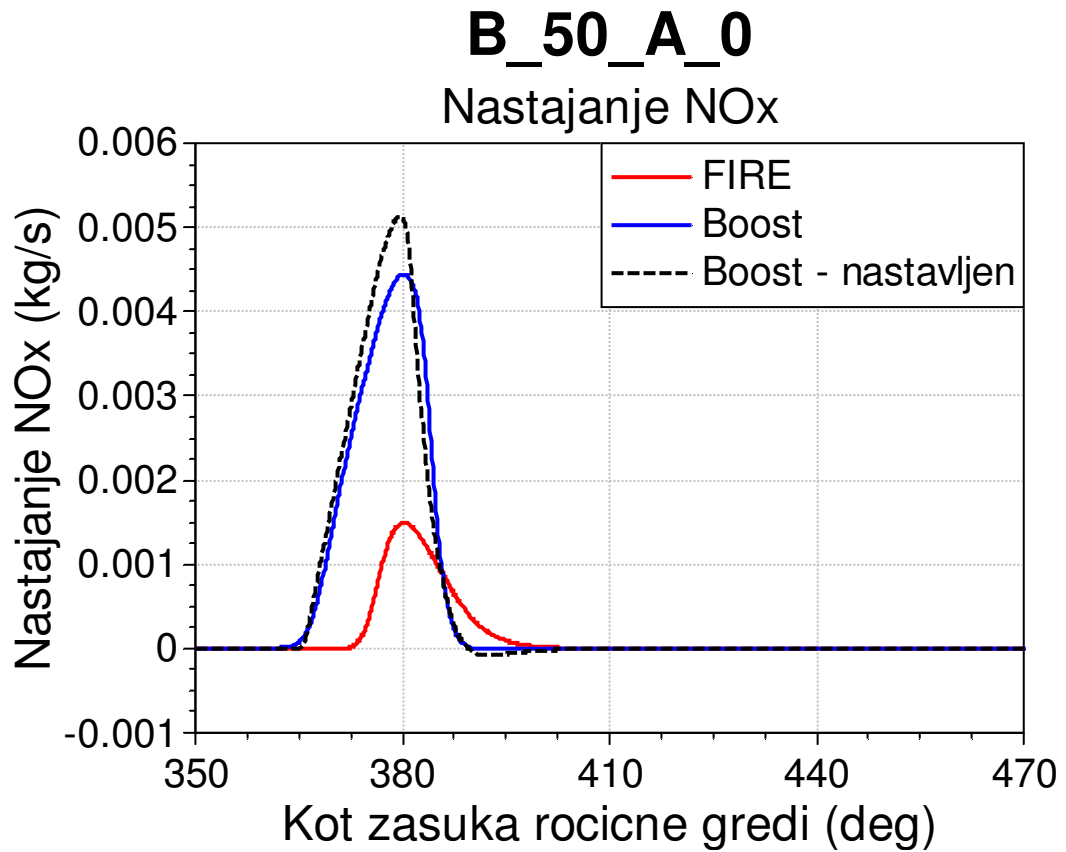
Slika 46: B_50_A_0 – Primerjava tlakov v cilindru

V tej točki so bili rezultati Fire slabi v fazi disipacije. Boost tam kaže boljše obnašanje, žal pa je nastavljanje potekalo v smeri Fire modela, tako da so rezultati nastavljenega Boost modela poslabšani v smeri Fire nastavitvev.



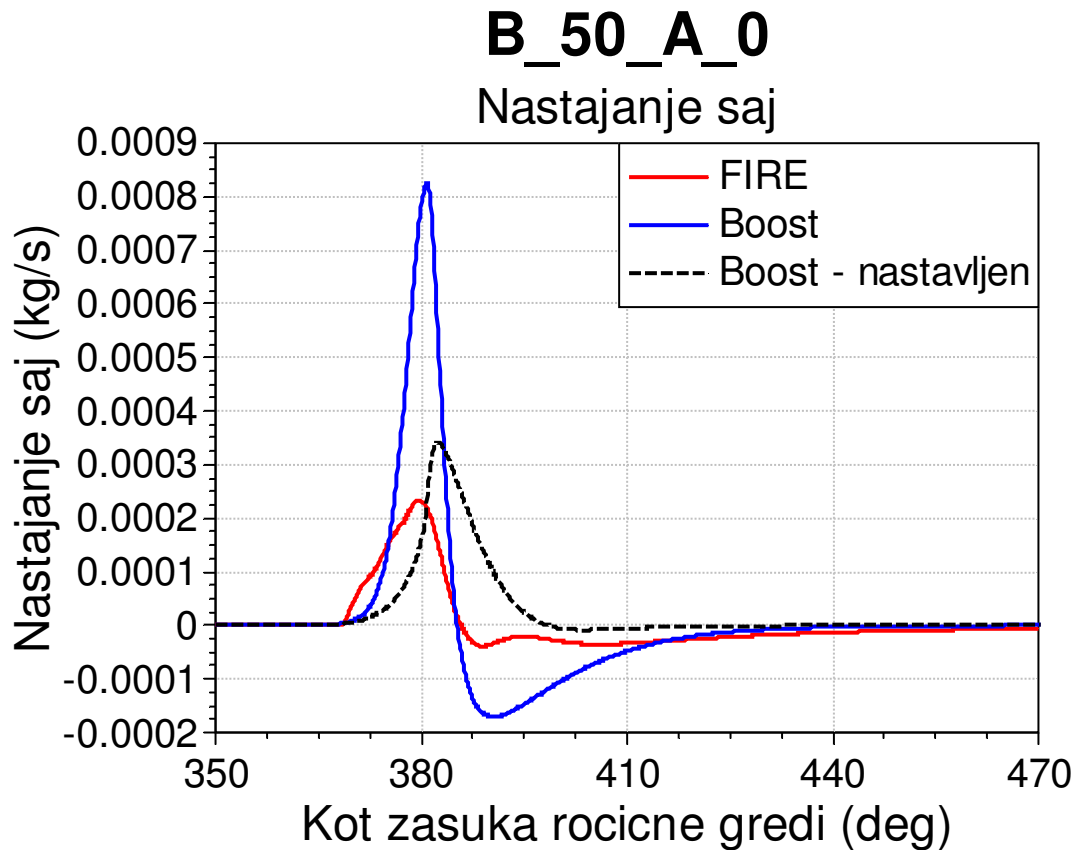
Slika 47: B_50_A_0 – Primerjava ROHR

ROHR zgoraj omenjeno obnašanje še dodatno potrjuje. S nastavljanjem se disipacija v Boost modelu samo pospeši, kljub temu da izmerjena krivulja nakazuje na počasnejšo disipacijo.



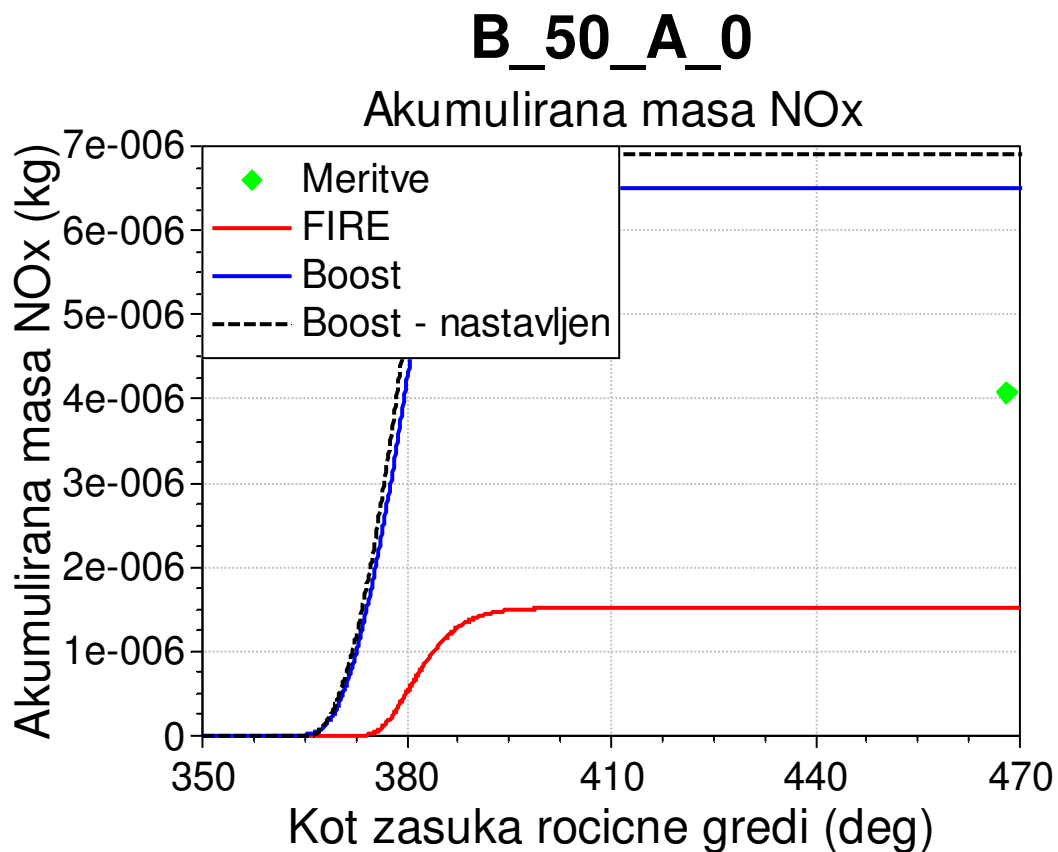
Slika 48: B_50_A_0 – Primerjava nastanka NOx

Formacija NOx je prezgodnja in prekomerna. Vzrok je lahko višja temperatura v valju, ki jo navadno izračuna Boost. (Slika 20–22).



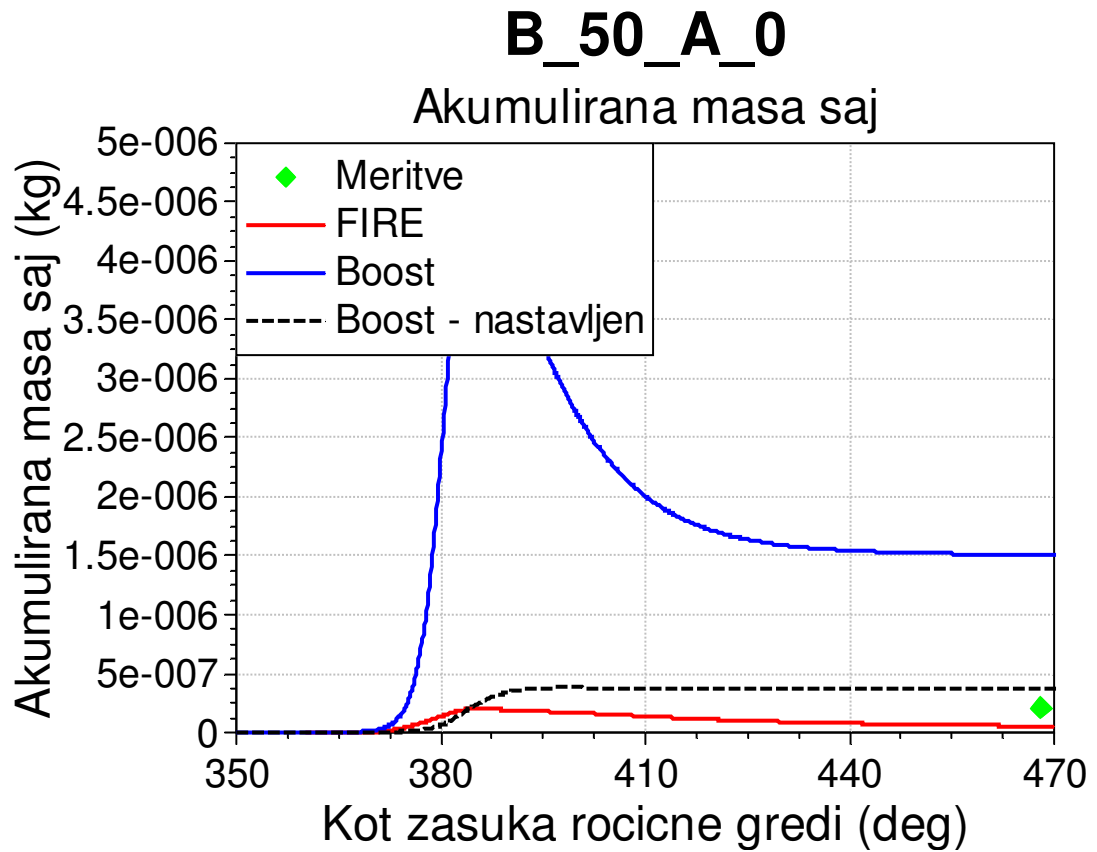
Slika 49: B_50_A_0 – Primerjava nastanka saj

Na nastajanje saj je nastavljanje Boost parametrov vplivalo dobro, saj so nivoji nastavljenega Boost modela bližje Fire rezultatom kot rezultati nenastavljenega modela. To nakazuje na pravilnost pristopa nastavljanja, ki sem ga predstavil v tej nalogi.



Slika 50: B_50_A_0 – Primerjava akumulacije NOx

Enaka situacija kot v prejšnjih obratovalnih točkah. Boost preceni nastanek NOx, formacija pa se začne prezgodaj. To je možno povezati z idealizacijo valja in procesa zgorevanja, ki valj obravnava kot zaključeno celoto in ga ne deli na mrežo celic, kot je to značilno za 3D-Fire simulacije.

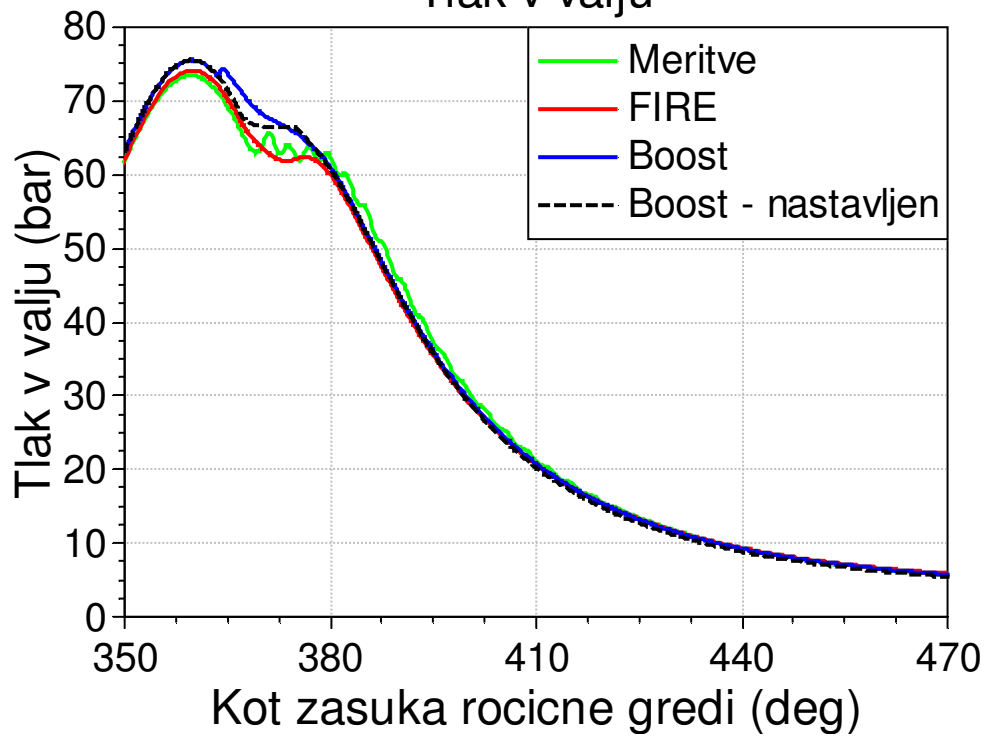


Slika 51: B_50_A_0 – Primerjava akumulacije saj

Kot kaže, je bil model za napoved saj v modelu Fire slabo izbran, saj so rezultati akumulacije saj v vseh obratovalnih točkah slabši od Boostovih. Fire nastanek saj podceni glede na meritve.

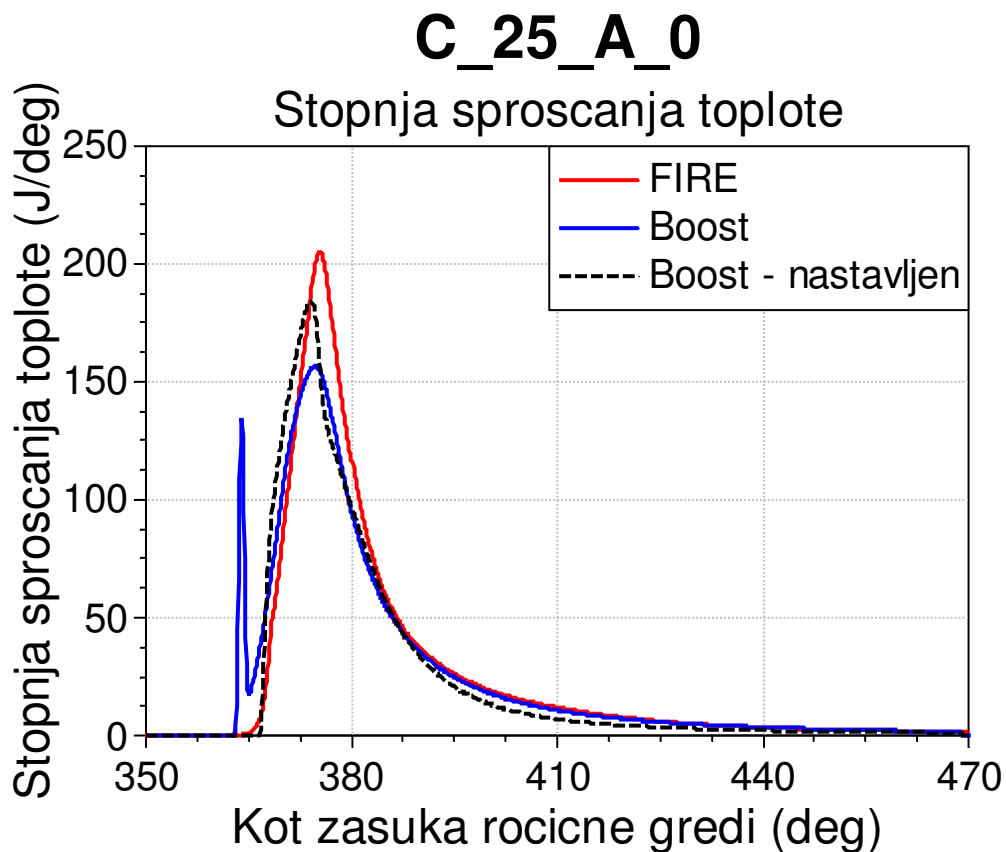
C_25_A_0

Tlak v valju



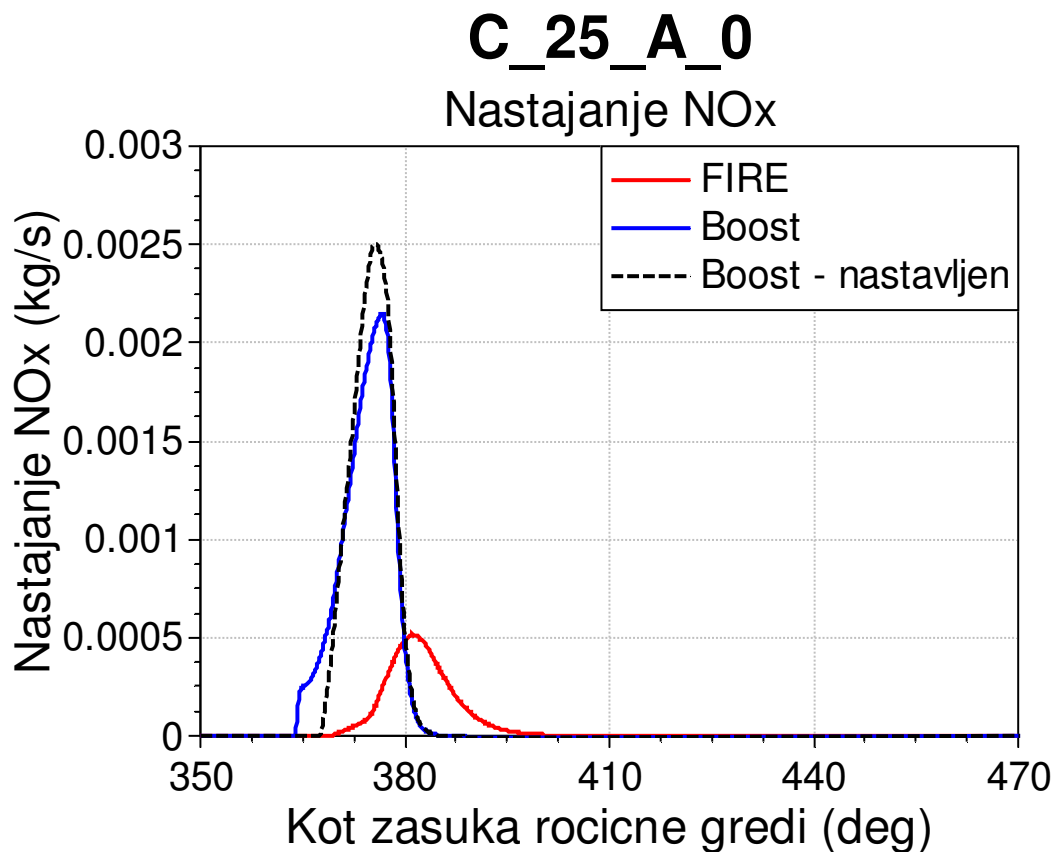
Slika 52: C_25_A_0 – Primerjava tlakov v cilindru

Meritve v tej točki pokaže žagast potek tlaka v valju. To je lahko pokazatelj klenkanja. Boost in Fire tega ne pokažeta. Rezultati so sicer dobri, predvsem za nastavljen Boost model.



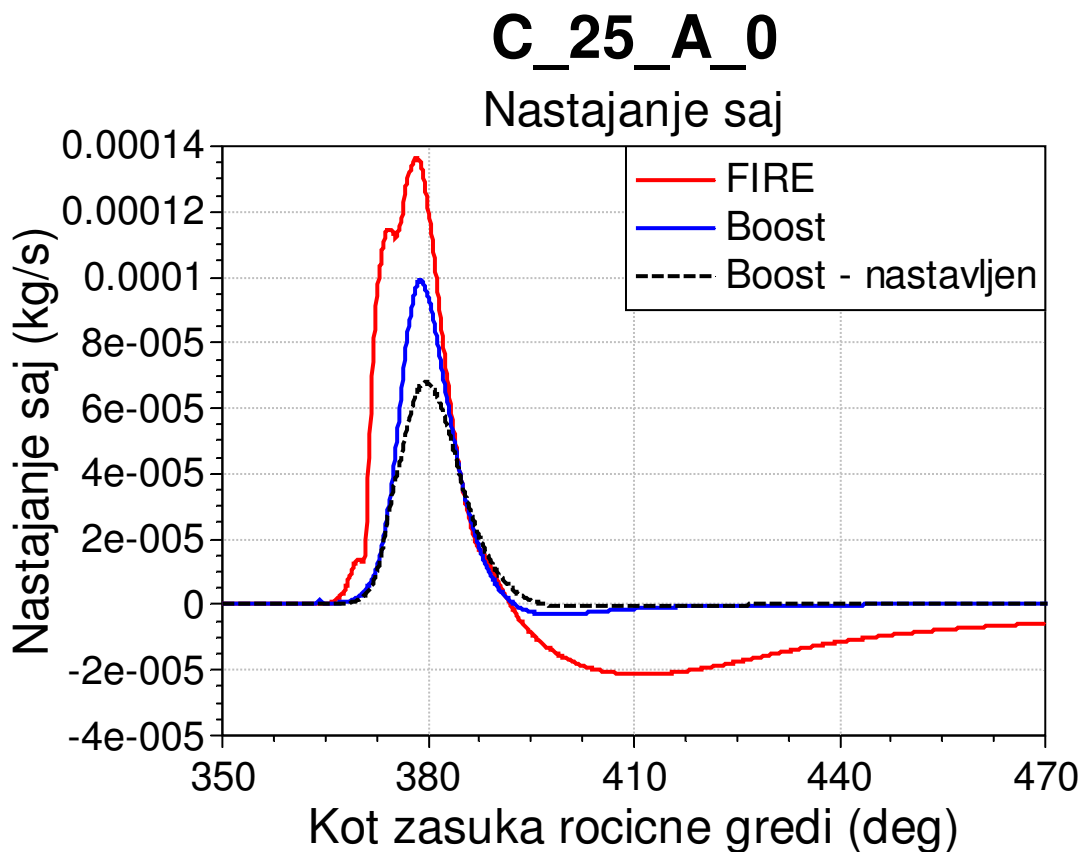
Slika 53: C_25_A_0 – Primerjava ROHR

Točka C_25_A_0 pokaže dobro ujemanje ROHR krivulje. Nastavljanje je tukaj dalo dobre rezultate, razen v času pozne disipacije, kjer so vplivi prenosa toplote že zelo pomembni.



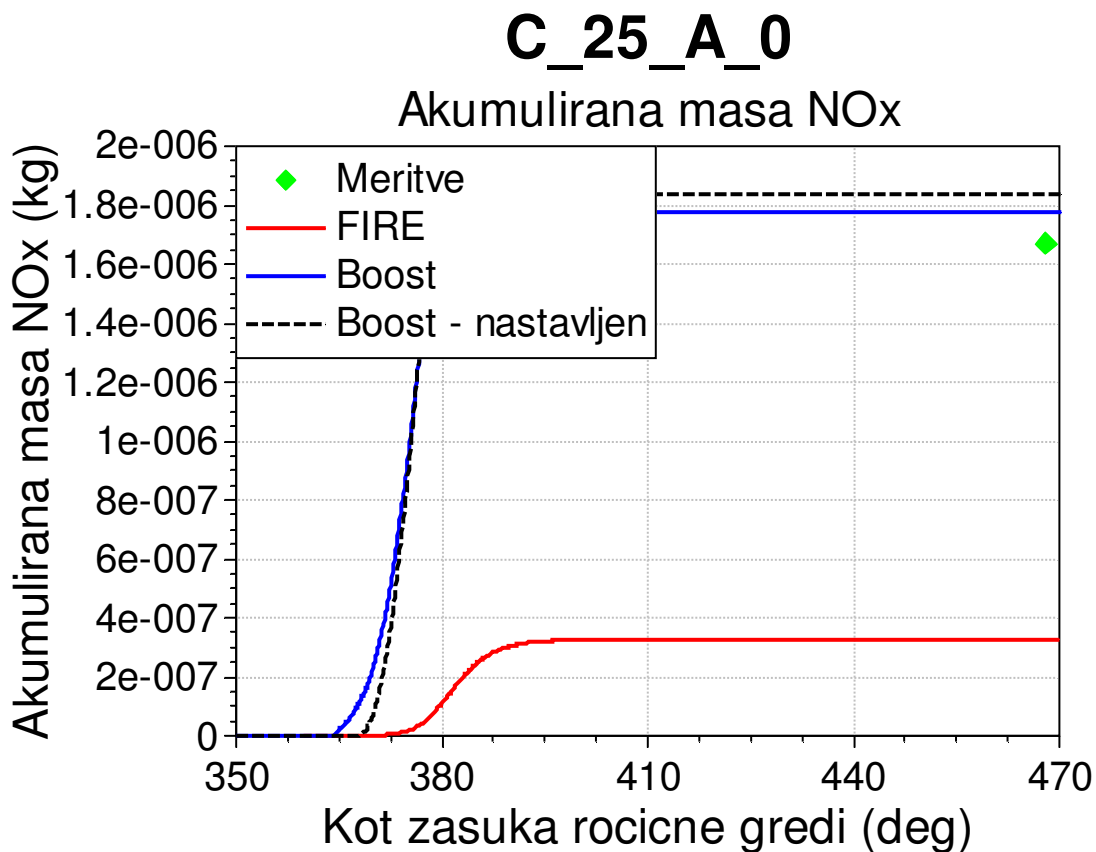
Slika 54: C_25_A_0 – Primerjava nastanka NOx

Značilno obnašanje formacije NOx za ta motor. Kot kaže, je za Boost model potrebo dodatno nastaviti na NOx, saj je hitrost nastanka previsoka v vseh točkah. Tudi natančnejši model prenosa toplote bi rezultate najbrž izboljšal.



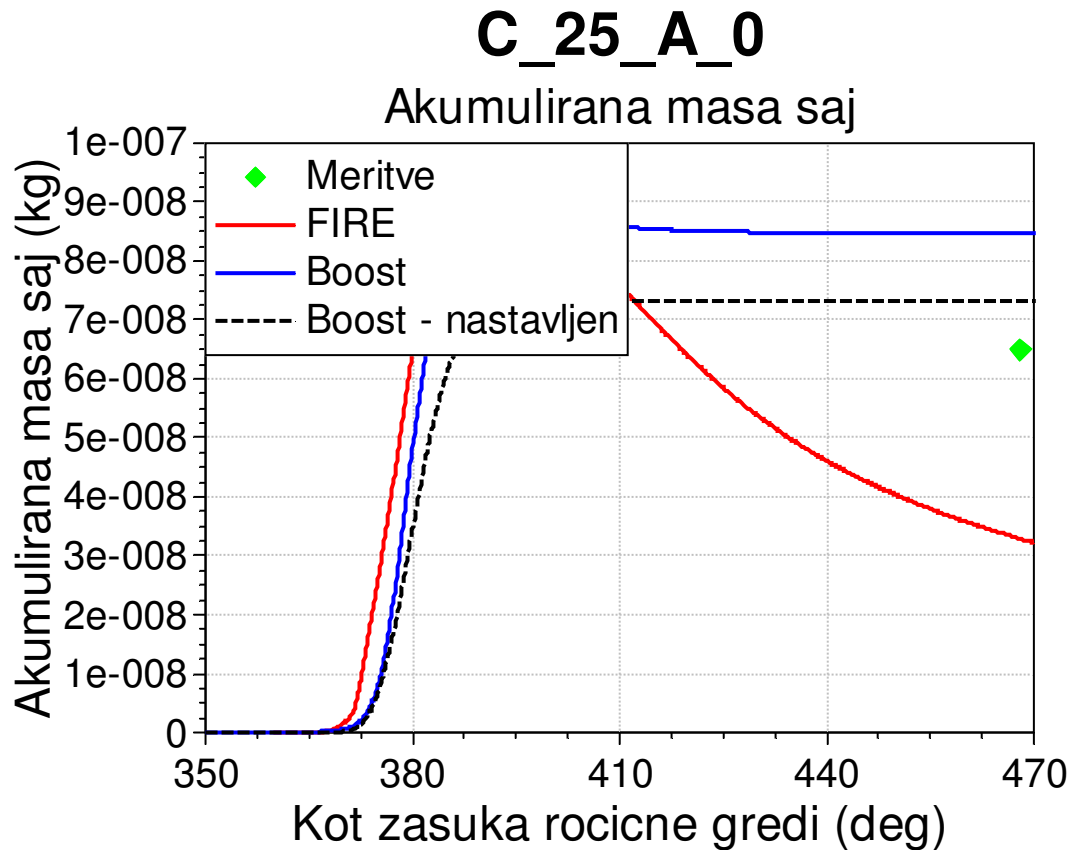
Slika 55: C_25_A_0 – Primerjava nastanka saj

Hitrost nastanka in razgradnje saj je v Boostu nižja kot pri Fire-u. Kakor koli, rezultat akumulacije je boljši v Boostu. V Fire bi najbrž lahko izbral boljši model nastanka saj. Globalni trend kaže pravilnost modela saj uporabljenega v Boostu in zahtevo po nadaljnji optimizaciji modela emisij.



Slika 56: C_25_A_0 – Primerjava akumulacije NOx

Dobro ujemanje Boosta z meritvami je opazno tudi pri akumulaciji NOx. Z minimalno nastavitvijo parametrov emisij bi lahko dosegli skoraj popolno ujemanje.



Slika 57: C_25_A_0 – Primerjava akumulacije saj

Za akumulacijo saj zdaj že pričakovan rezultat. Pokaže se izboljšanje po nastavljanju parametrov zgorevanja. Model saj v Boostu pa glede na rezultate podceni razgradnjo saj. Fire rezultat kaže na hitro razgradnjo saj, pri Boostu pa tega ni opaziti.

8.1 Komentar rezultatov

Rezultati potrjujejo predvideno problematiko računalniškega modeliranja zapletenih sistemov, kot so motorji z notranjim zgorevanjem. Razlike med meritvami, 3D- in 1D-rezultati so posledica slabo nastavljenih modelov, zanemaritve nekaterih fizikalnih pojavov in na splošno nepopolnega poznavanja dogajanja procesov zgorevanja. Ena glavnih pomanjkljivosti je tudi povprečenje in prikaz 3D-rezultatov v 2D-grafični obliki, kar ima za posledico tudi prostorsko neodvisen prenos vrednosti nastavitvenih parametrov v 1D-zgorevalni model.

Pri 3D-simulacijah smo omejeni z računsko mrežo. Nasprotno 1D-model idealizira tudi to. Zato so računski časi pri 1D-simulacijah neprimerno krajši, kar je velika prednost 1D-simulacij pred 3D-simulacijami. Slabost 1D-simulacij je, da so rezultati manj natančni, kljub temu da niso slabši. Pogosto so 1D-rezultati bolj zanesljivi, saj je za izgradnjo pravilnega 3D-modela potrebno dosti izkušenj in praktičnega znanja.

Težava pri 1D-simulacijah se pojavi, ko nameravamo simulacijski model nastaviti za željne obratovalne pogoje. V tem primeru je, kot sem pokazal v diplomski nalogi, potrebno nastaviti vplivne parametre, kar je skoraj nemogoča naloga, velikokrat tudi nesmiselna. V predstavljeni 3D-simulaciji motorja je bil izbran eddy break-up model zgorevanja, ki je eden najosnovnejših. Pojavita se samo dva parametra za nastavljanje zgorevanja, medtem ko jih je v Boostovem MCC-modelu zgorevanja v poenostavljeni različici 6, v razširjeni pa kar 9. Kljub vsemu se je 1D-model glede na rezultate in računske čase izkazal kot sprejemljiv. Prednost 1D-simulacij pa je tudi v odzivnosti, saj lahko slabo nastavljene parametre takoj popravimo in zaženemo nov izračun.

V Fire modelu med obravnavanimi obratovalnimi točkami nisem spreminjal parametrov zgorevanja A in B, tako da so rezultati slabši, kot bi lahko bili. V Boostu se je nastavljanje parametrov izkazalo za učinkovito in tudi uporabljena metoda se je izkazala za smiselno. So pa v modelih vgrajene številne pomanjkljivosti, ki bi jih z nadaljnjim nastavljanjem in izboljševanjem lahko odpravil.

Globalno gledano so rezultati izpolnili pričakovane cilje. Nastavljen model je v večini primerov boljši od nenastavljenega, razlike pa so minimalne. Ker se 1D-simulacije navadno uporabljajo v konceptni fazi projektov, je včasih nesmiselno pretiravati s kalibracijo raznih parametrov in je zadovoljivo uporabiti standardne vrednosti.

9 Sklep

Študij zgorevanja dizelskih motorjev je tako obsežen, da ga je težko popolnoma predstavili v eni diplomski nalogi. Na poti k rezultatom je vedno potrebno sprejemati kompromise, da se oprijemljive rezultate dobi v doglednem času. Tako sem se sam omejil na temo zgorevanja, ki se sicer prepleta s številnimi drugimi področji, in si začrtal meje, kjer so se končale zahteve 1D-Boost modela.

Rezultati so zadovoljili moja pričakovanja, kljub temu da natančnost ni povsod najboljša. Pokazalo se je relativno dobro ujemanje meritev in 1D-rezultatov, pa tudi 1D- in 3D-rezultatov. Med meritvami in 1D-rezultati je marsikatero odstopanje mogoče povezati z zajemom podatkov iz 3D-modela, ki pa že sam po sebi ni bil najboljše umerjen. Kot je znano iz teorije napak, se z vsakim korakom napaka večja, tako da je dobljene rezultate mogoče ovrednotiti za sprejemljive.

Težava simulacijskih analiz kompleksnih sistemov, kot so dizelski motorji, zahteva dosti izkušenj in praktičnega poznavanja simuliranega sistema in tudi dobro poznavanje uporabljenega simulacijskega orodja.

Z nadaljnjim nastavljanjem modelov bi bilo dobljene rezultate mogoče še izboljšati, predvsem emisije, kjer nastavljanja sploh nisem uporabil. Če bi obnašanje sistema poznal dovolj dobro, bi bilo smiselno rezultate izboljševati z optimizacijskimi postopki oz. optimizacijskimi programi, kjer bi se dalo pridobiti še kakšen odstotek. Smiselno bi bilo nastaviti tudi 3D-model, da bi dobil še natančnejše korelacije med parametri zgorevanja, ki sem jih nato prenesel v 1D-model.

Končno pa je zelo težko določiti meje, do kod je smiselno nastavljanje modelov z optimizacijo parametrov in kdaj je boljše zamenjati oz. spremeniti programsko opremo in tako izboljšati napovedi. Meja med 1D- in 3D-simulacijami je tukaj zelo tanka in z upoštevanjem več fizikalnih pojavov bi pri simulacijah naravnih procesov gotovo še kaj pridobili. Nadaljevanje je tukaj odprto v več smeri. Z jasno začrtanimi cilji in seveda nenehnim višanjem računalniških zmogljivosti se simulacijskim sistemom nedvomno obeta še svetlejša prihodnost.

10 Viri

- [1] John B. Heywood. Internal combustion engine fundamentals. McGraw - Hill Book Co – New York, 1988.
- [2] Irvin Glassman, Richard A. Yetter. Combustion. 84 Theobald's Road, London, UK, 2008.
- [3] Fawzy El-Mahallawy, Saad El-Din Habik. Fundamentals and Technology of Combustion. The Boulevard, Langford Lane Kidlington, Oxford, UK, 2002.
- [4] Leopold Škerget. Mehanika tekočin. Univerza Maribor, Tehniška fakulteta, 1994.
- [5] Bojan Kraut. Krautov strojniški priročnik. Ljubljana : Tehniška založba Slovenije, 1999.
- [6] AVL BOOST VERSION 2009. Users Guide. Hans List Platz 1, Graz, Austrija, 2009
- [7] AVL BOOST VERSION 2009. Theory. Hans List Platz 1, Graz, Austrija, 2009
- [8] AVL FIRE VERSION 2009. ICE Physics & Chemistry. Hans List Platz 1, Graz, Austrija, 2009
- [9] K. Pachler, R. Tatschl, H. Fuchs, W. Schwarz. A Three – Dimensional Simulations of Diesel Combustion – Modelling and Experimental Validation. Internal Congress »Le moteur diesel – Evolutions and Mutations«. Lyon, France, 2003.
- [10] P. Priesching, R. Wanker, P. Carellieri, R. Tatschl. CFD Modelling of HCCI Engine Combustion – Validation and Application. ICE 2003 Conference, Naples, 2003.
- [11] W. Brandstätter, R.J.R. Johns. The Application of a Probability Method to Engine Combustion Modeling. IMechE C58/83, 1983.
- [12] H. Hioyasu, K. Nishida. Simplified Three Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a DI Diesel Engine. SAE 890269, 1989.
- [13] A. Andree, S. J. Pachernegg. Ignition Conditions in Diesel Engines. SAE 690253.
- [14] S. D. Hires, R. J. Tabaczynski, J. N. Novak. The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogenous Charge Spark Ignition Engine. SAE 780232.
- [15] W.P. Jones, R.P. Lindstedt. Global Reaction Schemes for Hydrocarbon Combustion. Combustion and Flame 73, 1988.
- [16] ESC, Revision 2000.05, Copyright 1997 – 2010 Ecopoint Inc., Dostopno na WWW: <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/esc.html> [11.10.2010].
- [17] AVL. E08_05: Advanced Soot Model. Parametric study. Graz, Austrija, 2009.
- [18] AVL. E09_03: Advanced NOx Model. Parametric study. Graz, Austrija, 2009.