



Univerza v Mariboru

Fakulteta za strojništvo

NUMERIČNA SIMULACIJA PROCESOV V DIZELSKEM MOTORJU OB UPORABI BIOGORIV

Diplomsko delo

Študent: Nejc PODBREZNIK

Študijski program: Univerzitetni študijski program Strojništvo

Smer: Energetika in procesno strojništvo

Mentor: red. prof. dr. Breda KEGL

Somentor: dr. Luka LEŠNIK

Maribor, april 2016

IZJAVA

Podpisani Nejc Podbreznik, izjavljam, da:

- je diplomsko delo rezultat lastnega raziskovalnega dela,
- da je predloženo delo v celoti ali v delih ni bilo predloženo za pridobitev kakršnekoli izobrazbe po študijskem programu druge fakultete ali univerze,
- da so rezultati korektno navedeni,
- da nisem kršil avtorskih pravic in intelektualne lastnine drugih,
- da soglašam z javno dostopnostjo diplomskega dela v Knjižnici tehniških fakultet ter Digitalni knjižnici Univerze v Mariboru, v skladu z Izjavo o istovetnosti tiskane in elektronske verzije zaključnega dela.

Maribor, _____

Podpis: _____

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentorici red. prof. dr. Bredi KEGL in asist. dr. Luki LEŠNIKU za pomoč in vodenje pri opravljanju diplomskega dela.

Posebna zahvala velja staršem, ki so mi omogočili študij.

NUMERIČNA SIMULACIJA PROCESOV V DIZELSKEM MOTORJU OB UPORABI BIOGORIV

Ključne besede:

Motorji z notranjim zgorevanjem, biodizel, numerična simulacija

UDK: 004.942:[621.436:620.925](043.2)

POVZETEK

V želji po zmanjšanju škodljive emisije se vedno bolj uporabljajo alternativna goriva, zlasti biogoriva. Čeprav so nekatere splošne zakonitosti že znane, pa se vpliv biogoriva na karakteristike motorja zelo razlikuje od uporabljene surovine za biogorivo, od proizvajalca biogoriva, od vrste motorja in njegovega vbrizgalnega sistema. Zato so vedno znova potrebne eksperimentalne in numerične raziskave, če želimo, da ne pride do problemov pri delovanju motorja.

Za ta namen je bil izdelan testni numerični model dizelskega motorja s pomočjo programskega paketa AVL BOOST. Na ta način se bo izvedel numerični eksperiment. Tako dobljeni rezultati bodo pokazali vpliv biogoriva na karakteristike dizelskega motorja.

NUMERICAL SIMULATION OF PROCESSES IN A DIESEL ENGINE USING BIOFUELS

Key words:

Internal combustion engines, biodiesel, numerical simulation

UDK: 004.942:[621.436:620.925](043.2)

ABSTRACT

In order to reduce harmful emissions biofuels are used more extendedly. Even though some of their properties are known to us, their influence on internal combustion engines is not yet fully investigated. This depends on the ingredients the biofuel is made of, the engine type and the engine fuel supply system. Therefore new experimental and simulation analyses are needed to evaluate the impact of biofuels, so that the engines using them will operate without problems.

For that purpose a test model was created using a numerical package. That way a numerical experiment will be conducted to evaluate the influence of biodiesel on engines designed to use conventional fuels.

Kazalo

1	UVOD.....	- 1 -
1.1	Opis problema in opredelitev področja.....	- 1 -
1.2	Cilji diplomske naloge	- 2 -
2	ZGODOVINA RAZVOJEV DIZELSKIH MOTORJEV	- 3 -
3	MODERNI DIZELSKI MOTORJI	- 4 -
3.1	Mehansko kontroliran sistem za dobavo goriva	- 4 -
3.1.1	Kontrola količine vbrizganega goriva	- 5 -
3.2	Računalniško krmiljen sistem za dobavo goriva (»common rail«)	- 5 -
3.2.1	Regulacija količine vbrizganega goriva.....	- 6 -
4	STACIONARNO TESTIRANJE MOTORJEV	- 8 -
4.1	ESC test.....	- 8 -
5	PROGRAM AVL BOOST	- 10 -
5.1	Opis nastavitvev zgorevanja	- 10 -
5.2	Model zgorevanja AVL MCC	- 12 -
5.3	Uporaba programa AVL BOOST za simulacijo delovanja motorja MAN	- 14 -
5.4	Spreminjanje vrednosti izbranih parametrov	- 16 -
5.4.1	Spreminjanje vrste goriva	- 19 -
6	ANALIZA REZULTATOV	- 20 -
6.1	Primerjava rezultatov simulacije in meritev	- 20 -
6.2	Rezultati simulacije za vse točke cikla	- 27 -

6.2.1 Pregled rezultatov ESC cikla	- 28 -
6.2.2 Obratovalna točka T2	- 31 -
6.2.3 Obratovalna točka T3	- 32 -
6.2.4 Obratovalna točka T4	- 34 -
6.2.5 Obratovalna točka T5	- 35 -
6.2.6 Obratovalna točka T6	- 36 -
6.2.7 Obratovalna točka T7	- 37 -
6.2.8 Obratovalna točka T8	- 39 -
6.2.9 Obratovalna točka T9	- 40 -
6.2.10 Obratovalna točka T10	- 41 -
6.2.11 Obratovalna točka T11	- 43 -
6.2.12 Obratovalna točka T12	- 44 -
6.2.13 Obratovalna točka T13	- 45 -
7 ZAKLJUČEK	- 46 -
7.1 Diskusija	- 46 -
7.2 Sklep	- 47 -
8 LITERATURA	- 48 -

UPORABLJENI KRATICE IN SIMBOLI

$D100$	- dizelsko gorivo
$B100$	- biodizelsko gorivo
NO_x	- splošni izraz za dušikove okside
CO	- ogljikov monoksid
ECU	- elektronska krmilna enota
dQ_{total}	- skupna sproščena toplota
dQ_{MCC}	- sproščena toplota kinetičnega dela zgorevanja
dQ_{PMC}	- sproščena toplota difuzijskega dela zgorevanja
C_{comb}	- konstanta zgorevanja [kJ/kg/deg/CA]
C_{Rate}	- konstanta mešanja [s]
k	- lokalna gostota turbulentne kinetične energije [m ² /s ²]
m_f	- masa goriva [kg]
LCV	- spodnja kurilna vrednost [kJ/kg]
V	- prostornina cilindra [m ³]
α	- kot zasuka ročične gredi [deg]
$w_{Oxygen\ available}$	- masni delež razpoložljivega kisika [-]
E_{kin}	- kinetična energija curka [J]
C_{turb}	- konstanta turbulentne energije [-]
C_{Diss}	- parameter disipacije [-]
$m_{F,I}$	- masa vbrizganega goriva [kg]
v	- hitrost curka vbrizganega goriva [m/s]
m_{stoich}	- stehiometrična masa [kg]
λ_{Diff}	- delež presežka zraka za stehiometrično zgorevanje [-]
I_{id}	- zamika vžiga [-]
T_{ref}	- referenčna temperatura = 505 [K]

T_{UB}	-	temperatura nezgorelega dela	[K]
Q_{ref}	-	referenčna aktivacijska energija	[J]
α	-	Vibe parameter	[6.9]
λ_c	-	toplotna prevodnost valja	[W/mK]
T_c	-	temperatura cilindra	[W/mK]
T_d	-	temperatura uparjene kapljice goriva	[W/mK]
p_c	-	tlak v valju	[Pa]
v_e	-	hitrost uparjanja goriva	[m ² /s]
d_d	-	premer kapljice goriva	[m]

1 UVOD

1.1 Opis problema in opredelitev področja

Biogoriva postajajo vedno bolj razširjena kot alternativna goriva zaradi njihovega manjšega vpliva na okolje v primerjavi z fosilnimi gorivi. Proizvodnja biogoriv se povečuje iz leta v leto, dodatno pa temu trendu pripomorejo nihanja cene nafte na svetovnem trgu. Pomen teh goriv postaja večji tudi zaradi odvisnosti določenih držav od uvoza nafte in vedno strožjih emisijskih predpisov. Doseganje zmanjšanja emisij izpušnih plinov se lahko doseže z optimizacijo motorjev -tukaj mislimo predvsem na sisteme za vbrizgavanje goriva in optimizacijo procesov zgorevanja ter tudi z uporabo biogoriv. Biogoriva spadajo med alternativne vire energije za motorje z notranjim zgorevanjem, med katere prištevamo še propan-butan (znan kot avto-plin), metanol, bioetanol, bioplin, biodizel in metan (naravni plin). Uporaba vseh naštetih goriv ima za cilj zmanjšanje emisij izpušnih plinov in kot nova ter relativno nepoznana goriva zahtevajo precej raziskav njihovega vpliva na obstoječo tehnologijo motorjev z notranjim zgorevanjem.

Zaželeno je, da bi se lastnosti biogoriv čim bolj ujemale z lastnostmi konvencionalnih goriv, saj se na ta način izognemo dodatnim vlaganjem v že obstoječo tehniko. Za najbolj ustrezna goriva so se tako pokazala prav biogoriva saj imajo zelo podobne lastnosti, kot je kurilna vrednost, ki je samo ena od zahtev. Namen uvedbe biodizla kot pogonskega goriva je, da se izognemo kopičenju toplogrednih plinov v atmosferi.

Nenehne tehnične izboljšave s strani razvijalcev motorjev na področju optimizacije procesa zgorevanja so posledica želje zmanjšanja emisij. Eden izmed načinov kako se to lahko naredi je uporaba biogoriv. Pri razvoju sodobnih motorjev z notranjim zgorevanjem je ključnega pomena dobro poznavanje fizikalnih in kemijskih procesov, ki se odvijajo znotraj motorja v času obratovanja. Ti procesi niso stacionarni, geometrija motorja je kompleksna in tridimenzionalni fizikalni procesi se prekrivajo s kemičnimi reakcijami. Meritve teh veličin so zato kompleksne in precej drage. Na podlagi teh dejstev je računalniška simulacija nepogrešljivo orodje razvoja sodobnih motorjev, saj prihrani veliko časa in denarja. Dobimo lahko zanesljive podatke o tem kako različni dejavniki vplivajo na delovanje motorja.

1.2 Cilji diplomske naloge

Vpliv biogoriva ni zmeraj enak pri vseh motorjih, ampak se razlikuje do motorja do motorja. Vsako novo gorivo ima drugačne lastnosti in vpliva drugače na delovanje motorja. Dodaten vpliv povzročajo še sami dobavitelji biogoriv, ki uporabljajo različne sestavine za proizvodnjo.

Bioetanol se najpogosteje uporablja kot biogorivo v motorjih s prisilnim vžigom, biodizel pa v dizelskih motorjih. Dodatno se biogoriva med seboj mešajo, kot je mešanica dizelskega in biodizla skupaj z bioetanolom. Vpliv takšnih goriv ni povsem znan, zato ga je potrebno preučiti, da dobimo rezultate, kaj se dogaja z emisijami izpušnih plinov saj so le-te odvisne od priprave zmesi gorivo-zrak, ki direktno vplivajo na zgorevanje.

Namen te diplomske naloge je ugotoviti vpliv biodizla na zmogljivostne karakteristike motorja in emisije izpušnih plinov. V diplomski nalogi bom s pomočjo programa AVL BOOST simuliral delovanje motorja, najprej s 100% dizelskim gorivom in ga kasneje primerjal z rezultati obratovanja motorja ob uporabi 100% biodizelskega goriva. Za natančno analizo vpliva biodizla na karakteristike moramo poznati fizikalne in kemijske lastnosti biogoriva, ki so bile izmerjene oz. določene[8]. Motor v raziskavi je avtobusni motor MAN, ki je preizkušen na preizkuševališču Fakultete za strojništvo v Mariboru pod različnimi režimi delovanja. Dobljeni rezultati numerične simulacije bodo tako primerjani z meritvami iz preizkuševališča, da dobimo realno oceno zanesljivosti numeričnega modela. Tako bo pokazalo, koliko rezultati numerične simulacije odstopajo od meritev za realni motor. Primerjal bom parametre motorja kot so navor, moč in tlak v zgorevalnem prostoru ter emisije, z izjemo emisij HC. Teh emisij simulacijski model ne računa.

Diplomska naloga bo najprej bralca seznanila z osnovami dizelskih motorjev, kateri sledi kratka predstavitev sistemov za dobavo goriva. Kasneje bo predstavljen postopek kako lahko s pomočjo programa AVL BOOST simuliramo različne vrste goriv in različne pogoje obratovanja motorja.

2 ZGODOVINA RAZVOJEV DIZELSKIH MOTORJEV

Dizelski motorji zavzemajo posebno mesto med motorji z notranjim zgorevanjem. Zaradi svoje ekonomičnosti že zelo dolgo poganjajo različna postrojenja in transportna sredstva. Razvoj dizelskih motorjev se začne konec devetnajstega stoletja, ko so se iskali novi pogonski viri za pogon velikih industrijskih postrojenj, pogon čezoceanskih ladij in železniški promet.

Rudolf Diesel je leta 1892 patentiral dizelski motor, ki je temeljil na ideji, da se visoko komprimiran zrak segreje višje kot je točka vžiga goriva, ki se naknadno vbrizga v zgorevalni prostor. Razvoj motorja ni bil enostaven, ker so dizelski motorji precej bolj obremenjeni kot motorji s prisilnim vžigom, ki imajo manjše kompresijsko razmerje in zato nižje obremenitve materialov.

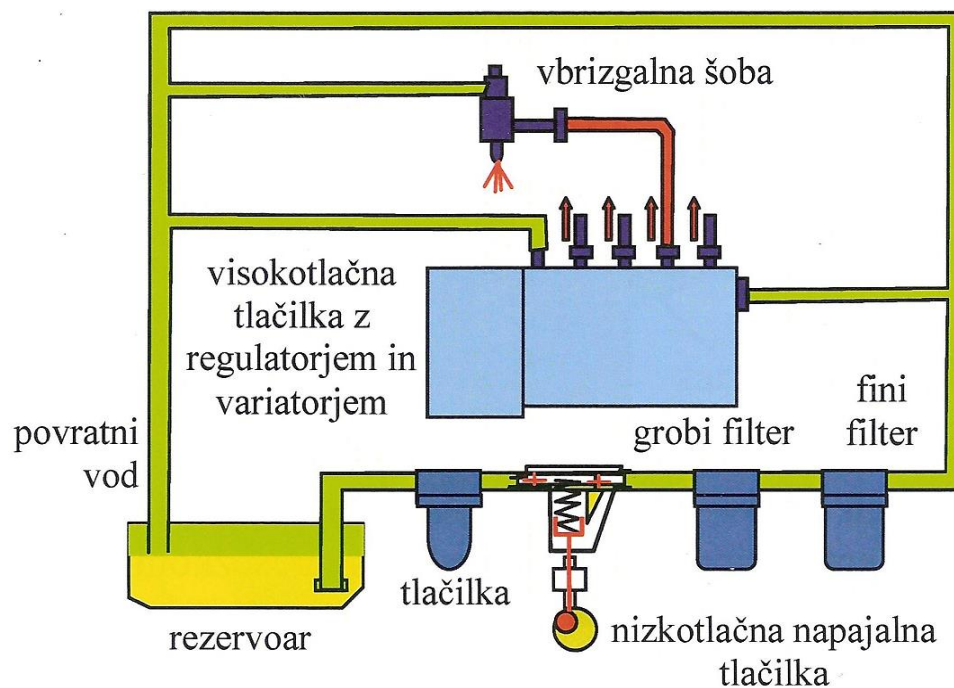
Dizelski motorji temeljijo na principu samovžiga pri visokih temperaturah in tlakih v valju motorja. Zrak se je v prve dizelske motorje dovajal preko kompresorja, ki je zagotovil začetni tlak. Komponente, ki jih srečamo še danes na dizelskih motorjih so bile razvite že okoli leta 1930. Ti motorji so bili od nekdaj znani, da imajo precej visok izkoristek, že prvi motorji so dosegali 30% efektivne izkoristke, ki se še dvigujejo in tako ostajajo vse do danes toplotni stroji z najboljšim efektivnim izkoristkom. Vse do leta 1997 se je za vbrizg goriva uporabljal mehansko krmiljen sistem za vbrizg goriva. Takrat pa je Bosch prvič predstavil sistem za vbrizg goriva s skupnim vodom (common rail), ki je povsem spremenil odnos do dizelskih motorjev in njihovo uporabo. Tlaki vbrizgavanja goriva prvih sistemov skupnega voda so bili do 1350 barov. Štiri leta kasneje so povečali tlak vbrizgavanja na 1600 barov, sledila je menjava vbrizgalnih šob, in sicer so elektromagnetne ventile zamenjali s piezoserijskimi, kar je povečalo odzivnost motorja na voznikove ukaze zaradi bolj natančnih časov vbrizgavanja goriva. Tako so moderni dizelski motorji povsem enakovredni prostorninsko primerljivim prisilno polnjenim bencinskimi motorjem. Večino danes prodanih osebnih avtomobilov poganjajo turbo-dizelski motorji, saj imajo dobre vozne lastnosti in manjšo porabo kot bencinski motorji. Dizelski motorji pa se še vedno razvijajo v smeri manjšanja emisij in optimizacije procesa zgorevanja, uporabe biogoriv ali naknadne obdelave izpušnih plinov (filter trdih delcev in katalizator).

3 MODERNI DIZELSKI MOTORJI

Sistemi za vbrizg goriva so sprva bili mehansko krmiljeni in njihov razvoj sega nazaj do leta 1930. Sodobni sistemi za dobavo goriva temeljijo na enakih zakonitostih. Novejši sistemi omogočajo višje tlake vbrizgavanja, nadziranje vbrizgavanja goriva glede na trenutni delovni režim motorja in vplivajo dobro na zgorevanje ter gospodarnost motorja [8]. Zelo velika sprememba je bila uvedba »Common Rail« sistema. Pri razvoju motorjev se vedno upoštevajo doseganje ugodnih karakteristik, čim manjša poraba goriva in nižje emisije. Proces priprave in zgorevanja zmesi gorivo/zrak je tisti, ki diktira karakteristike in lastnosti motorja, zato je temu področju posvečenega največ časa in sredstev. Posledica tega je razvoj novih sistemov za vbrizg goriva, ker klasični mehansko regulirani sistemi ne zadoščajo več vedno strožjim zahtevam okoljske zakonodaje in pričakovanjem voznikov.

3.1 Mehansko kontroliran sistem za dobavo goriva

Mehansko kontrolirani sistemi še danes služijo na starejših motorjih. Takšni sistemi dosegajo tlake vbrizgavanja do 950 barov in ne omogočajo kontrole vbrizgavanja glede na trenutni režim delovanja. Sistem za dobavo goriva sestavljajo: napajalna tlačilka za gorivo, filter za gorivo, naprava za predgretje goriva, visokotlačna tlačilka goriva z krmilnikom vrtilne frekvence in variatorjem nastavitve kota vbrizga, visokotlačna cev ter vbrizgalna šoba.



Slika 3.1.: Mehansko kontroliran sistem za dobavo goriva [1]

Pot goriva poteka preko nizkotlačne tlačilke do filtra za gorivo in naprej do visokotlačne tlačilke in od tukaj naprej po visokotlačnem vodu do vbrizgalne šobe. Visokotlačna tlačilka je vezana na regulator vrtilne frekvence in variator, ki določa nastavitve začetka vbrizgavanja goriva. Regulator spreminja količino goriva, ki ga visokotlačna tlačilka tlači glede na obrate motorja, ko ta obratuje na prostem teku ali pri najvišji vrtilni frekvenci. Variator spreminja vbrizgavanje glede na vrtilno frekvenco motorja.

3.1.1 Kontrola količine vbrizganega goriva

Gorivo priteka iz nizkotlačnega dela v nad-batni prostor visokotlačne tlačilke. Takrat je bat visokotlačne tlačilke v spodnji legi, ker je vezan na odmično gred, se bat giba navzgor in navzdol ter tako pri pomiku navzgor zapre prelivno odprtino. V tistem trenutku se prične tlačenje goriva. Količina goriva, ki je tlačena, je tako odvisna od velikosti bata in oblike odmične gredi. Profil odmične gredi definira gibanja bata visokotlačne tlačilke. Količina tlačnega goriva je torej odvisna od zasuka oziroma položaja bata in krmilne letve. Po tlačenju potuje gorivo v šobi preko filtra in naprej v področje okrog igle. Zaradi gibanja bata tlak goriva narašča v diferencialnem prostoru okoli igle in ko je tlak dovolj velik, se vzmet igle dvigne. V tem trenutku se prične proces vbrizgavanja goriva v zgorevalni prostor motorja. Višji tlak vbrizgavanja pomeni bolj drobne kapljice goriva po vbrizgavanju in pri zgorevanju se formira manj saj. Tlak v vbrizgalni šobi tako pade kot posledica zasuka odmične gredi. Na koncu vbrizgavanja nastanejo tlačni valovi in pri zaprtju izvrtin vbrizgalne šobe se lahko tlačni valovi formirajo in odbijajo ter potujejo med iglo in tlačilko. Jakost tlačnih valov je lahko tako visoka, da prihaja do naknadnega odpiranja igle, vendar so takrat tlaki vbrizgavanja zelo nizki, kar vodi do slabega zgorevanja zaradi slabe razpršitve goriva. Reducirni ventil je namenjen temu, da preprečuje naknadne dvige igle in s tem naknadno vbrizgavanje. Reducirni ventil poveča prostor na visokotlačni strani in pripomore k padcu tlaka v sistemu.

3.2 Računalniško krmiljen sistem za dobavo goriva (»common rail«)

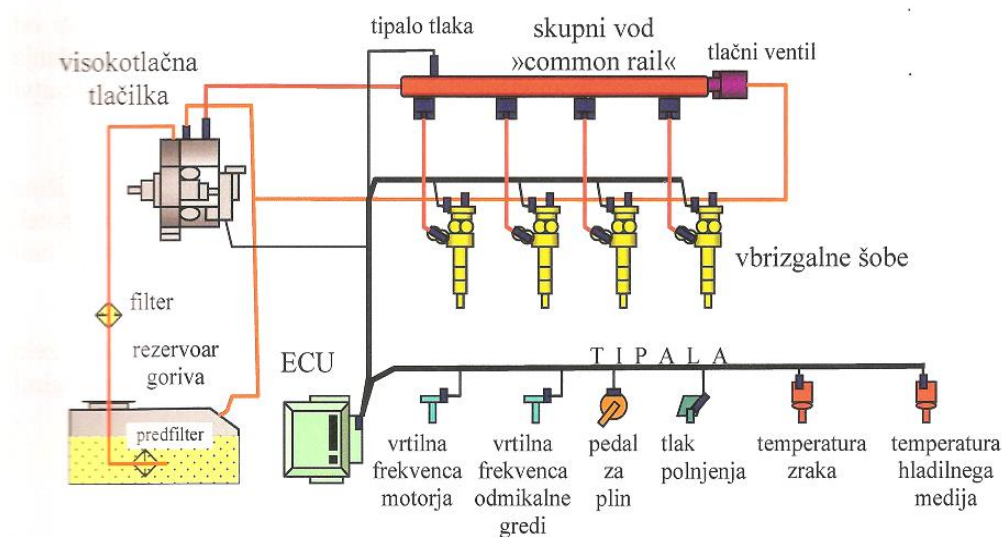
Pri klasičnem mehansko krmiljenem sistemu se hkrati izvaja vzpostavitev zadostnega vbrizgalnega tlaka in vbrizga. Računalniško krmiljen sistem pa izvaja ta dva postopka povsem ločeno in neodvisno drug od drugega. Klasični mehanski sistemi za neposredno vbrizgavanje morajo zagotoviti visok tlak za vsak vbrizg posebej. Pri sistemu skupnega vodu pa je ves čas, tudi pri nizkih obratih motorja, na voljo zaloga goriva pri dovolj visokem tlaku, ki je primeren za vbrizgavanje v zgorevalni prostor motorja. Največja razlika med klasičnim mehanskim

sistemom in elektronsko krmiljenim je ta, da pri sistemu skupnega vodu vsak cikel sestavljen iz več faz vbrizgavanja.

Delovni tlak v skupnem vodu znaša med 1300 in 2100 barov in proizvajalci teh sistemov razvijajo nove sisteme, ki bodo imeli delovne tlake do 2400 barov. Ti sistemi so izredno razširjeni zaradi njihove zmožnosti natančnega vbrizgavanja in posledično dobrega izkoristka, odzivnosti motorja ter zadostitvi strogim predpisom emisijskih izpustov. Sistem skupnega voda za dobavo goriva sestavljajo:

- visokotlačna tlačilka,
- skupni vod in
- šobe za vbrizg goriva.

Visokotlačna črpalka zagotavlja, da je gorivo v skupnem vodu ves čas pod tlakom tako, da lahko šobe vbrizgavajo gorivo v zgorevalni prostor valja. Celoten proces je nadzorovan preko računalnika motorja, ki prejema podatke od tipal motorja in tako diktira čas odpiranja in zapiranja šob.



Slika 3.2: Sistem skupnega voda [1]

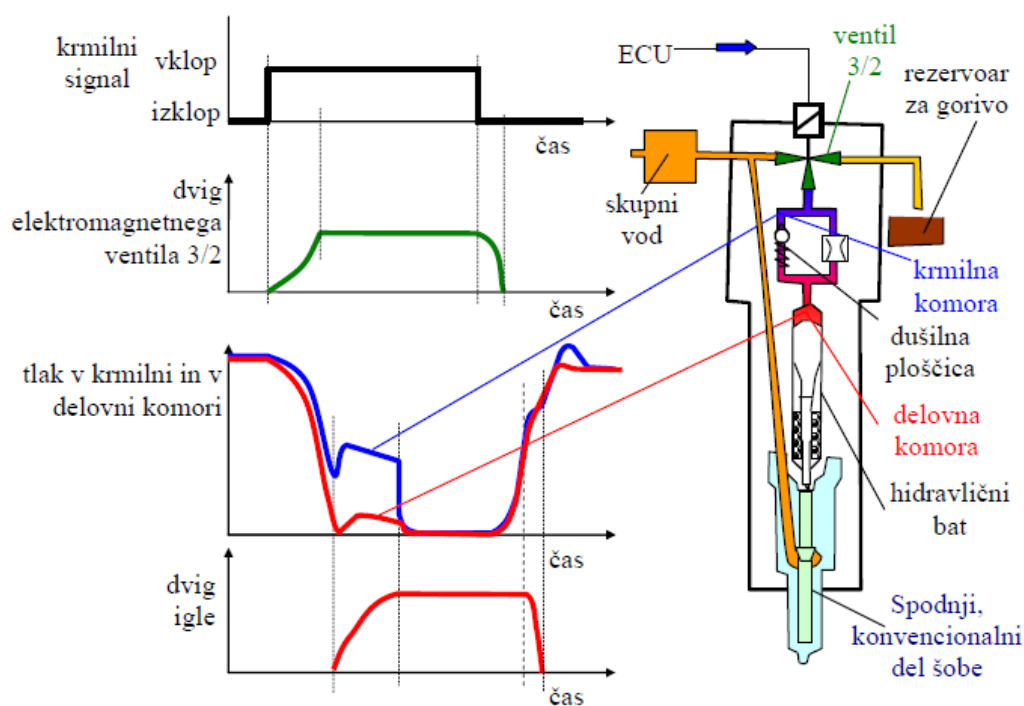
3.2.1 Regulacija količine vbrizganega goriva

Cikel vbrizgavanja je razdeljen na tri faze:

- pred-vbrizg,
- glavni vbrizg in
- sekundarni vbrizg.

Naloga pred-vbrizga je ta, da zagotavlja gladek tek motorja, saj se tako prične zgorevanje že pred glavnim vbrizgom. Glavni vbrizg zagotavlja večjo moč motorja, temu sledi sekundarni vbrizg, ki zmanjšuje formiranje emisij. Gorivo potuje od visokotlačne črpalke preko kratkih tlačnih vodov do šob, kjer ga te vbrizgajo v zgorevalni prostor. Za fino razpršitev delcev potrebujemo višji tlak vbrizga, bolj fina razpršitev pa pomeni boljše zgorevanje.

Elektromagnetni ventil dobi signal od elektronske krmilne enote, ki določa čas vbrizga. Gorivo potuje po ceveh do šobe, preko elektromagnetnega ventila in krmilne komore v diferencialno komoro ter naprej do diferencialne površine na spodnjem delu komore. Tlak v šobi je takrat izenačen s tlakom skupnega voda. Površina bata je večja od diferencialne površine šobe, igla je zato zaprta in vbrizgavanja ni.



Slika 3.3: Sistem za vbrizgavanje goriva s skupnim vodom [1]

Računalniška krmilna enota kontrolira položaj ventila in tako zapira povezavo med skupnim vodom in krmilno komoro ter poveže rezervoar za gorivo z krmilno komoro. Tlak pade v krmilni komori zato z rahlo zakasnitvijo pride do padca tlaka tudi v delovni komori. Na površini hidravličnega bata je tlak nižji kakor na diferencialni površini, zato pride do dviga igle. Ob ponovnem odprtju ventila ter vzpostavitve povezave med skupnega voda ter krmilne komore naraste tudi tlak v delovni komori in na površini hidravličnega bata, zato se igla zapre in vbrizgavanje prekine. Takšen način krmiljenja zagotavlja, da so preklonni časi krajši od $200\mu\text{s}$, ki je nujno potreben za natančno odmerjanje količine goriva v razredu 1 do 2 mm^3 pri pred-vbrizgu oziroma vbrizgavanju po stopnjah.

4 STACIONARNO TESTIRANJE MOTORJEV

Testiranje motorjev z notranjim zgorevanjem se izvaja skladno s standardi za testiranje, ki določajo oziroma predpisujejo pogoje, pod katerimi se test izvaja. Testi motorjev se lahko izvajajo na prehodnih ali na stacionarnih režimih njihovega obratovanja. Za testiranje obstaja mednarodni standardni test, zraven njega pa obstajajo še ameriški, japonski in evropski testi. Postopki testiranja se med posameznimi standardnimi testi ne razlikujejo bistveno, do večjih razlik prihaja le med prehodnimi in stacionarnimi režimi delovanja.

Za simulacijo in vpliv biogoriva na karakteristike motorja v tej nalogi je bila izvedena simulacija ESC testa.

4.1 ESC test

ESC (evropski stacionarni cikel) test se uporablja za testiranje motorjev tovornih vozil in za izdajo certifikatov emisij za težka tovorna vozila. ESC test je trinajst točkovni test.

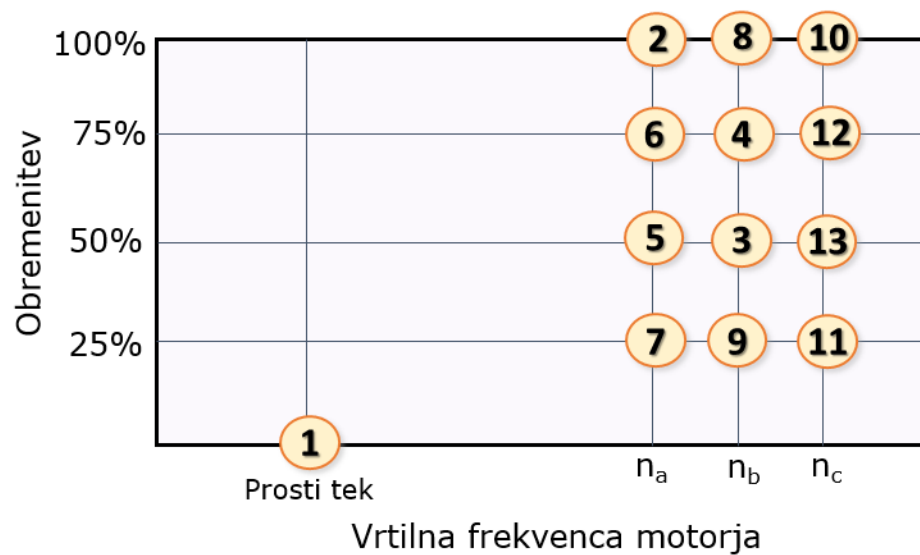
Motor se testira na preizkuševališču na točno določenih delovnih režimih, kjer je predpisan čas obratovanja motorja na točno določeni vrtilni frekvenci in obremenitvi. Predpisan čas za spremembo delovnega režima je 20 sekund. Pri testirani frekvenci mora bit navor motorja v mejah $\pm 2\%$ od maksimalnega navora pri testirani vrtilni frekvenci. Vrtilna frekvenca motorja ne sme odstopat za več kot 50 obratov.

Frekvence A, B in C določimo s pomočjo nizke in visoke vrtilne frekvence, pri čemer predstavlja visoka vrtilna frekvenca tisto frekvenco, pri kateri doseže motor 70% imenske moči. Spodnja oziroma nizka frekvenca je tista, pri kateri motor doseže 50% imenske moči. To v praksi pomeni, da moramo izmerit zunanjo karakteristiko motorja ter nato glede na zunanjo karakteristiko moči določiti visoko in nizko vrtilno frekvenco. Karakteristične vrtilne frekvence so:

$$n_a = n_{lo} + 0.25(n_{hi} - n_{lo})$$

$$n_b = n_{lo} + 0.5(n_{hi} - n_{lo})$$

$$n_c = n_{lo} + 0.75(n_{hi} - n_{lo})$$



Slika 4.1: *Stacionarne točke ESC testa*

5 PROGRAM AVL BOOST

Numerično simulacijo motorja z notranjim zgorevanjem lahko izvajamo s programskim paketom AVL BOOST. Opis termodinamičnega stanja se odvija pri konstantni vrtilni frekvenci. Programski paket nam omogoča izračun podatkov, ki bi jih drugače lahko dobili samo z meritvami, te pa so drage in zahtevne. Programski paket AVL BOOST omogoča analizo:

- dvotaktnih in štiritačnih motorjev,
- tako s prisilnim, kakor tudi z samovžigom,
- vseh velikosti motorjev,
- analize Wanklovega motorja in
- simuliranje pnevmatskih sistemov.

Program AVL BOOST ima na razpolago veliko število komponent motorja, kot so zračni filter, katalizator in povezave med njimi, s katerimi grafično sestavimo model. Tem elementom moramo določiti njihove veličine, da čim bolj ustrezajo tistim na dejanskem motorju. Enačbe dinamike tekočin se v ceveh poenostavijo na 1D obliko. Prenos toplote in trenje se upoštevata z ozirom na medij. AVL BOOST sestavljajo predprocesor, glavni program in poprocesor.

V predprocesorju sestavimo model s pomočjo grafičnega vmesnika, preko katerega izberemo posamezne komponente motorja in katerim definiramo geometrijske ter termodinamične veličine. Na ta način se definira 1D struktura od vstopa zraka v sesalni kanal do izpuha.

Glavni program nam služi za preračun. Vsebuje vse modele za izračun posameznih stanj v posameznih elementih motorja. Tok znotraj motorja je obravnavan kot enodimenzionalen, temperatura, hitrost in tlak so podani kot enake vrednosti čez posamezne preseke.

Poprocesor služi za naknadno analizo in pregled rezultatov. Tukaj imamo na razpolago analizo spremenljivk, analizo serije rezultatov in akustične analize. V poprocesorju lahko izvozimo rezultate v kak drug program, kjer jih lahko naknadno uporabimo.

5.1 Opis nastavitvev zgorevanja

Za numerični preračun z programom AVL BOOST je bil izbran model zgorevanja AVL MCC model. Ta model predvideva količino sproščene energije in računa emisije NO_x , CO, HC in saje v dizelskih motorjih na podlagi količine vbrizganega goriva v valj in turbulentnega dela energije, ki nastane pri vbrizgu goriva v zgorevalni prostor. Model zahteva kot vhodne podatke število vbrizgalnih izvrtin, premer teh izvrtin, koeficient praznjenja šob in

tlak v sistemu za dobavo goriva. Na osnovi teh podatkov se izračuna efektivni premer izvrtine, hitrost vbrizgavanja in tako je tudi znana kinetična energija goriva ob vbrizgu. Količina vbrizganega goriva po kotu zasuka ročične gredi se definira v tabeli. Ta vhodni podatek se normalizira in je uporabljen skupaj z določenim gorivom v valju za določitev količine vbrizganega goriva za vsak časovni korak posebej.

Zakasnitev vžiga je izračunana s pomočjo modela za zamik vžiga, ki sta ga razvila Andree in Pachernegg [5]. Za ujemanje numeričnega preračuna z izmerjenimi podatki lahko še posebej definiramo kalibracijski faktor zamika vžiga.

Parametri, ki jih definiramo v tem modelu, so normalizirani, zato nam definiranje normaliziranih parametrov z 1 da dobre rezultate. Naslednji parametri vplivajo na izračunano količino sproščene toplote in formiranje emisij NO_x :

- faktor zamika vžiga vpliva na zamik vžiga, višje vrednosti pomenijo večji zamik
- parameter zgorevanja vpliva na obliko krivulje sproščanja energije v valju, višja vrednost tega faktorja pomeni hitrejše zgorevanje.
- parameter turbulence določa vpliv gostote kinetične energije, medtem ko parameter disipacije določa disipacijo kinetične energije.
- parameter disipacije kontrolira disipacijo turbulence.
- EGR vplivni parameter določa vpliv EGR-a na zgorevanje (nima vpliva v primeru uporabljenega motorja, ker motor ni prisilno polnjen).
- parameter »Premixed Combustion« določa delež vbrizganega goriva med fazo zamika vžiga, ki je zgorelo v fazi pred-mešanja. Vrednost 0.7 se uporablja kot standardna nastavitvev.

V AVL MCC modelu zgorevanja lahko izračunamo tudi količino vbrizganega goriva na podlagi znanih podatkov vbrizgalnega sistema. To funkcijo aktiviramo tako, da med nastavitvami izberemo opcijo calculated. Poleg podatkov o gostoti goriva je potrebno definirat še čas vbrizgavanja. To se določa s pomočjo kota gredi, ki aktivira ali deaktivira signal.

Večina dizelskih motorjev je bil razvita in optimiziranih, da bo uporabljala navadno dizelsko gorivo. Uporaba biodizla je posledično precej neznano področje pri teh motorjih in mora biti zato raziskana. Problemi se lahko pojavijo na strani emisij, saj lahko poteka proces vbrizgavanja in zgorevanja drugače, kar pripelje do porasta določenih emisij. Ne smemo spregledat vpliva vbrizgalnega sistema, ki ga ima motor vgrajenega, pri tem mislim predvsem ali je ta sistem mehansko ali elektronsko krmiljen.

Lastnosti biodizla vplivajo na vbrizgalno karakteristiko, kar ima neposreden vpliv na lastnosti samega motorja. Najpomembnejši dejavniki, ki vplivajo na zgorevanje, so količina

vbrizganega goriva, tlak vbrizgavanja in čas začetka vbrizgavanja. Način, kako se gorivo vbrizga v zgorevalni prostor, določa število šob in tlak vbrizgavanja. Tako dobimo curek goriva, ki zapušča šobo in prodira v zgorevalni prostor. Ta curek ima določene lastnosti, kot so:

- zmožnost prodiranja curka v zgorevalni prostor,
- kot curka in
- srednja velikost kapljic v curku.

Pomembna razlika med dizelskim gorivom in biodizlom je ta, da je curek biodizelskega goriva daljši v primerjavi z dizelskim gorivom. To je še posebej izrazito in se pozna pri motorjih, ki imajo mehansko krmiljen sistem za dobavo goriva. Kot je že bilo omenjeno prej, ima sistem za dobavo goriva ključno vlogo, kakšne bodo lastnosti motorja in njegove emisije. Posebna pozornost je zato posvečena raziskovanju in optimizaciji procesu formacije in prodora curka goriva v zgorevalnem prostoru.

5.2 Model zgorevanja AVL MCC

V programu AVL BOOST je eden izmed modelov zgorevanja MCC Model (Mixing Controlled Combustion) s pomočjo katerega se lahko predvidi potek zgorevanja v motorjih z direktnim vbrizgom goriva [5]. AVL MCC model razdeli zgorevanje na dve fazi. Prva faza je kinetični del zgorevanja. Drugi del je difuzijsko zgorevanje in se začne šele, ko se kinetično zgorevanje zaključi. Tako se celotna količina sproščene toplote zgorevanja tudi razdeli na dva dela in zapiše v obliki, ki jo predstavlja enačba (5.1).

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

V kinetičnem delu procesa zgorevanja se sproščena toplota opiše kot funkcija vbrizganega goriva in gostote turbulentne energije curka goriva. To lahko zapišemo z enačbo (5.2).

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

Ki se dalje razdeli:

$$f_1(m_F, Q) = \left(m_F - \frac{Q_{MCC}}{LCV}\right) \cdot (w_{Oxygen\ available}) \quad (5.3)$$

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

Pri vbrizgu goriva v valj se upošteva samo kinetična energija curka. Turbulenca curka se zanemari in se ne upošteva kot energijski vnos v zgorevalni prostor. Količina kinetične energije se določi na podlagi vbrizganega goriva, kar zapišemo z enačbo (5.5).

$$\frac{dE_{kin}}{dt} = 0.5 \cdot C_{turb} \cdot m_f \cdot v_f^2 - \dot{C}_{Diss} \cdot E_{kin}^{1.5} \quad (5.5)$$

Zakasnitev vžiga temelji na modelu avtorjev Andree in Pachernegg [5]. Zakasnitev vžiga izračunamo s pomočjo enačbe (5.6).

$$\frac{dl_{id}}{d\alpha} = \frac{T_{UB} - T_{ref}}{f_{id} \cdot Q_{ref}} \quad (5.6)$$

S pomočjo funkcije Vibe se določi sproščena toplota, ki se je sprostila med kinetičnim zgorevanjem. To zapišemo z enačbo (5.7).

$$\frac{\left(\frac{dQ_{PMC}}{Q_{PMC}}\right)}{d\alpha} = \frac{\alpha}{\Delta\alpha_c} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (5.7)$$

Kjer je:

$$y = \frac{\alpha - \alpha_{id}}{\Delta\alpha_c} \quad (5.8)$$

Segrevanje in uparjanje goriva se računa po iterativnem postopku po enačbi avtorja Sitkei [5]. To lahko zapišemo z enačbo (5.9).

$$\lambda_c \cdot (T_c - T_d) = \frac{30.93 \cdot 10^4 \cdot \frac{T_d}{p_c}}{e^{\left(\frac{4159}{T_d}\right)}} \cdot (20 + 0.26 \cdot (T_d - 273.15) + 0.3 \cdot (T_c - 273.15)) \quad (5.9)$$

Iz ravnovesja temperature se hitrost uparjanja izračuna s pomočjo enačbe (5.10).

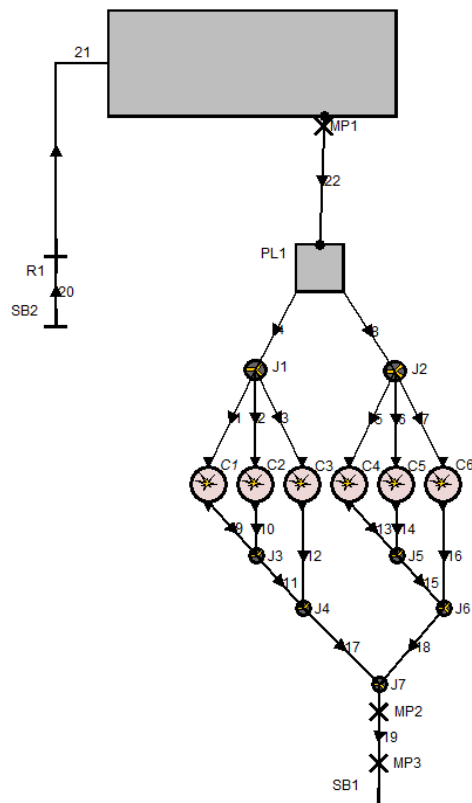
$$v_e = 0.70353 \cdot \frac{T_d}{p_c \cdot e^{\left(\frac{4159}{T_d}\right)}} \quad (5.10)$$

Vrednost 0.70353 je določena tako kot standardna vrednost, katero lahko spreminja uporabnik [5]. Na tej osnovi se lahko izračuna sprememba premer kapljice goriva in njena masa v odvisnosti od časa, kar zapišemo z enačbo (5.11).

$$d_d = \sqrt{d_{d,0}^2 - v_e \cdot t} \quad (5.10)$$

5.3 Uporaba programa AVL BOOST za simulacijo delovanja motorja MAN

V diplomski nalogi analiziramo s pomočjo numeričnega eksperimenta delovanje avtobusnega motorja MAN, katerega model smo naredili v programu AVL BOOST. Motor je bil izdelan leta 1982, ima opravljenih 500000km in je bil kompletno obnovljen. Največja moč motorja je 165kW pri 2200 obratih na minuto, njegova delovna prostornina znaša 11.43 litrov. Vbrizg goriva je izveden na klasičen način mehanske regulacije vbrizga.



Slika 5.1: AVL BOOST Model motorja

Preglednica 5.1: Podatki o motorju [7]

Delovna prostornina	11 413 cm ³
Število valjev	6
Premer bata	125 mm
Gib bata	155 mm
Kompresijsko razmerje	17,5
Dolžina ojnice	133,75mm
Število ventilov na valj	2
Sistem za vbrizg goriva	Klasični sistem: BOSCH PES6A95D410LS2542
	Sesalna izvedba
Največja moč pri min ⁻¹	165 kW pri 2200 min ⁻¹

Začetek definiranja modela poteka tako, da s pomočjo grafičnega vmesnika naredimo shemo motorja z vsemi glavnimi komponentami, za katere je potrebno naknadno definirati vse zahtevane parametre. Pri gradnji modela je potrebno definirati globalne parametre motorja:

- priprava zmesi (v tem primeru je notranja),
- vrtilna frekvenca, pri kateri želimo izračun karakteristike,
- vrsto goriva, ki ga motor uporablja,
- kurilno vrednost goriva,
- stehiometrično razmerje zrak/gorivo in
- referenčni pogoji: tlak in temperatura.

Preglednica 5.2: Fizikalne in kemijske lastnosti goriv D100 in B100 [6]

Vrsta goriva	D100	B100
Gostota pri 15 °C [kg/m ³]	845	865
Viskoznost pri 40 °C [mm ² /s]	2.5	4.3
Kurilna vrednost [MJ/kg]	4.26	37.3
Cetansko število	46	≥ 49
Sestava		
Masni delež C	0.860	0.7750
Masni delež H	0.134	0.1210

Masni delež S	0.003	0.0001
Masni delež O	0	0.1040

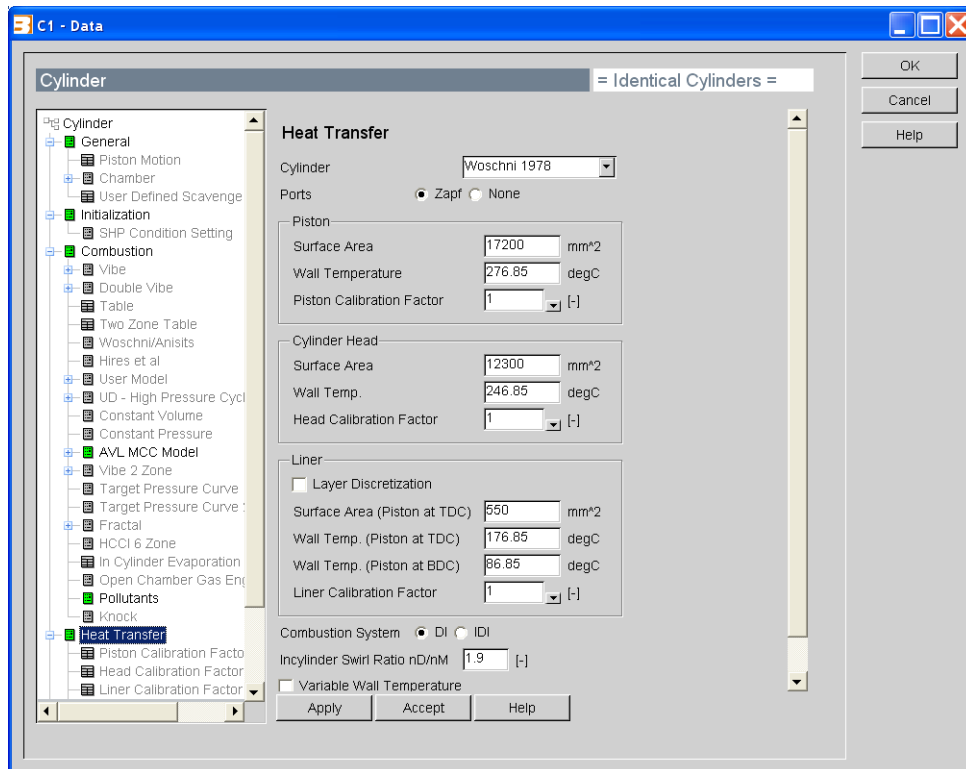
5.4 Spreminjanje vrednosti izbranih parametrov

Vsi parametri, ki se bodo spreminjali, so v programu BOOST združeni na enem mestu in do njih dostopamo preko funkcije »Case Explorer.« Tako imamo vse za nas pomembne parametre na enem mestu in jih ni potrebno iskat po modelu. Zaganjamo lahko več primerov naenkrat in analiziramo vplive posameznih parametrov. Tako se model na začetku kalibrira, da se zagotovi ustrezno ujemanje rezultatov meritev in simulacije pri uporabi dizelskega goriva. Tako vemo, da je naš osnovni ali bazični model pravilno kalibriran in je proces zgorevanja pravilno simuliran.

Pod funkcijo »Case Explorer« najdemo vse obratovalne točke in globalne parametre, ki smo jih definirali. Nastavljali smo IDCF (Ignition Delay Calibration Factor), kateri upošteva zakasnitev vžiga in vpliva na sproščanje toplote v valju. Tako se v modelu definira, kdaj pride do vžiga, in kakšen bo srednji efektivni tlak. Stehiometrično razmerje gorivo/zrak definiramo za vsako gorivo posebej. Na ta način tudi določamo obremenitev motorja, kjer razmerje gorivo/zrak predpišemo kot globalni parameter in ga definiramo pod funkcijo »Case Explorer.«

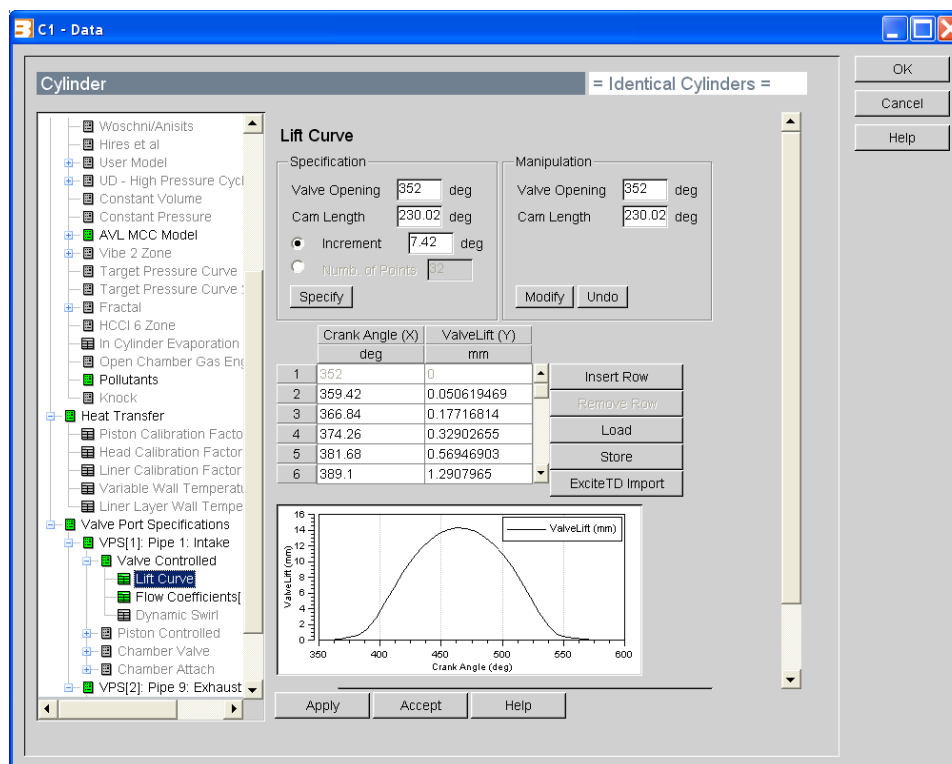
V nadaljevanju je potrebno predpisati, v kakšnem vrstnem redu bo prihajalo do vbrizgavanja po posameznih valjih. To naredimo pod rubriko »Engine«, kjer se nam odpre tabela za vse valje skupaj. Tukaj lahko tudi predpišemo vrtilno frekvenco motorja, ki smo jo v tem primeru definirali kot globalni parameter. Kadar kliknemo na valj motorja se nam odpre nova okno »Cylinder.« Tukaj lahko nastavimo vse, od geometrijskih lastnosti do razmernika zrak/gorivo in parametrov za model zgorevanja AVL MCC Model.

Pri definiranju podatkov za valj in bat upoštevamo dejstvo, da je vseh šest valjev motorja enakih. Tako si prihranimo čas, saj pomeni, da vnesemo podatke za en valj, ki se kasneje upoštevajo na vseh šestih. Znotraj valja moramo definirati tudi parametre prenosa toplote. Za modeliranje tega je potrebno določiti podatke: model prenosa toplote, površino bata, površino glave, površino stene valja, kadar je bat v zgornji mrtvi legi in površino, ko je v spodnji mrtvi legi ter tip vbrizga.



Slika 5.2: Definiranje podatkov za valj

Pomemben faktor, ki ga upoštevamo oziroma podamo je odpiralni čas in gib izpušnega ter sesalnega ventila. AVL BOOST zahteva od nas: čas odprtja izpušnega in sesalnega ventila glede na kot zavrtitve ročične gredi ter hod ventila.



Slika 5.3: Definiranje časa odpiranja/zapiranja ventilov

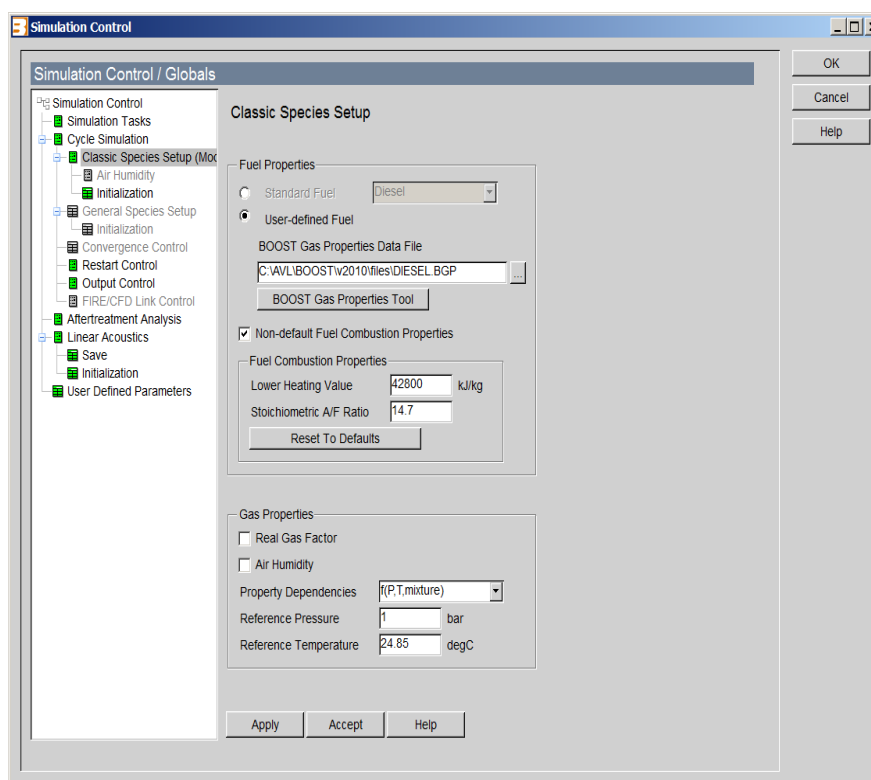
Za tem sledi pogon simulacije in kalibriranje omenjenih parametrov tako, da se rezultati simulacije ujemajo z meritvami. Pri tem je potrebno pozornost nameniti tako tlaku zgorevanja, kot tudi tvorbi emisij. Ta korak je ključnega pomena za realno oceno kasnejše zamenjave vrste goriva v motorju. Kalibriranje motorja je trenutno še iterativen postopek določanja parametrov, dokler ne najdemo kombinacije, s katero dosežemo zadovoljive rezultate. Pri definiranju geometrije motorja je težko opisati/definirati celotno geometrijo povsem pravilno, zato pride vedno do nekega odstopanja med simulacijo in meritvijo. Zmanjšanju te razlike služijo kalibracijski parametri. Vse skupaj postane še bolj zahtevno pri emisijah, katere je težko računati s takšnimi simulacijami in zato je tukaj nujna kalibracija teh vrednosti. Na ta način dobimo osnovni kalibriran model in lahko začnemo spreminjati ostale vhodne podatke, v tem primeru je to vrsta goriva, ki se uporablja.

Namen takšnih simulacij je velikokrat predvideti splošni trend spremembe, ki ga bo menjava prinesla. V tem primeru to pomeni, kako bo biodizelsko gorivo vplivalo na moč/navor, porabo goriva in kaj se bo dogajalo z emisijami.

5.4.1 Spreminjanje vrste goriva

Spreminjanje vrste goriva je precej enostavna stvar v samem programu. Za uspešno izveden postopek je potrebno poznati kemijske in fizikalne lastnosti goriva. Za standardna goriva ima že sam program na voljo nekaj definiranih pogosto uporabljenih goriv.

Gorivo in njegove lastnosti se definirajo v datoteki z končnico .BGP (BOOST Gas Properties). Na ta način je možno določiti kemijske in fizikalne lastnosti, katere bodo upoštewane v simulaciji. Sprememba goriva se določi v rubriki »Classic Species Setup.« Izberemo opcijo »User-Defined Fuel« in definiramo pot, kje je naša datoteka z lastnostmi goriva shranjena.



Slika 5.4: Definiranje novega goriva

Definiramo tudi podatke za kurilno vrednost in stehiometrično razmerje.

6 ANALIZA REZULTATOV

Analiza rezultatov je razdeljena na dva dela:

- Verifikacije osnovnega BOOST modela (primerjanje rezultatov simulacije in meritev)
- Primerjava in analiza rezultatov simulacije z uporabo biogoriva

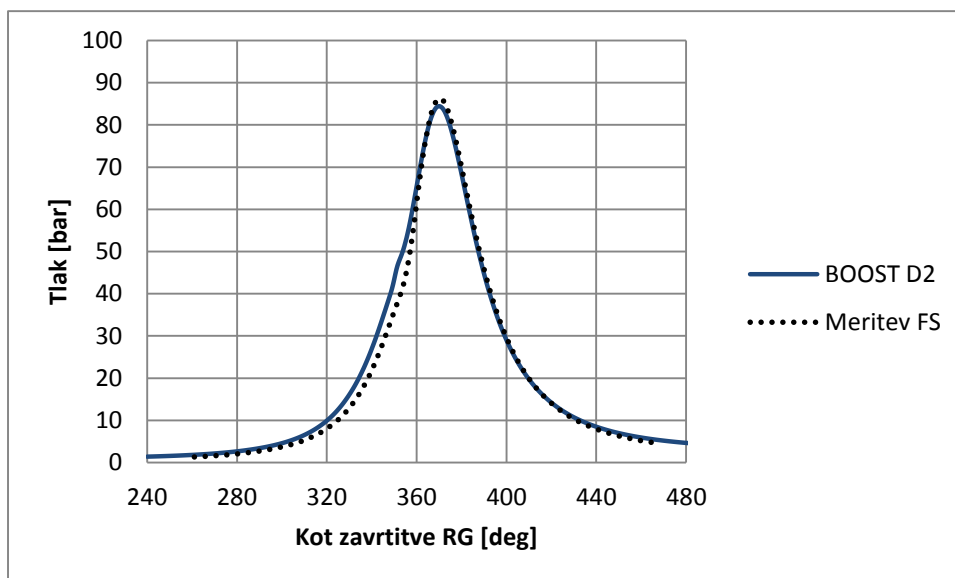
Šele potem, ko se rezultati meritev in simulacije ujemajo, je smiselno nadaljevati analizo rezultatov ob uporabi biogoriv. Primerjani bodo rezultati posameznih obratovalnih točk in točke pri enaki obremenitvi pri vseh treh vrtilnih hitrostih. Tako lahko tudi lažje vidimo katere točke najbolj odstopajo in katere dajejo zadovoljive rezultate. Saje na preizkuševališču so bile merjene s sistemom Bosch, rezultati simulacije za emisije saj pa so v enoti g/kWh. Da lahko ta dva rezultata med seboj primerjamo, je bila potrebna pretvorba s pomočjo ustreznega model za pretvorbo vrednosti emisij iz Bosch-evih enot.

6.1 Primerjava rezultatov simulacije in meritev

Na Fakulteti za strojništvo je bil motor natančno testiran, zato so eksperimentalni rezultati zanesljiv pokazatelj karakteristike motorja. Verifikacija osnovnega BOOST modela bo temeljila na primerjavi naslednjih rezultatov:

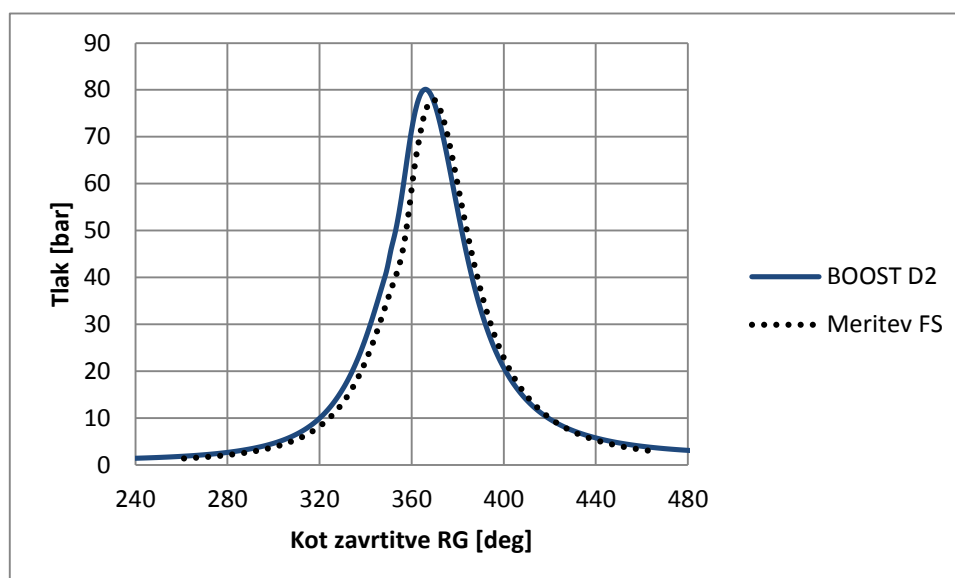
- tlak v zgorevalnem prostoru
- navor motorja
- poraba goriva
- emisije CO
- emisije NO_x
- emisije saj

Tako primerjani rezultati bodo dovolj dober pokazatelj zanesljivosti modela. Rezultati simulacije z gorivom D100 bodo služili kasneje kot referenca za primerjavo rezultatov ob uporabi goriva D100. Verifikacija rezultatov bo opravljena na točkah 8, 4, 3 in 9. Te točke se nahajajo pri srednji vrtilni frekvenci na ESC ciklu in zajemajo vse obremenitve (25%, 50%, 75% in 100%). V nadaljevanju bo prikazan potek tlaka za vse štiri točke obratovanja. Iz Slike 6.1 je razvidno, da potek tlaka ni povsem primerljiv in vidna so odstopanja. Višek tlaka v zgorevalnem prostoru ni povsem enak.



Slika 6.1: Potek tlaka za točko T8

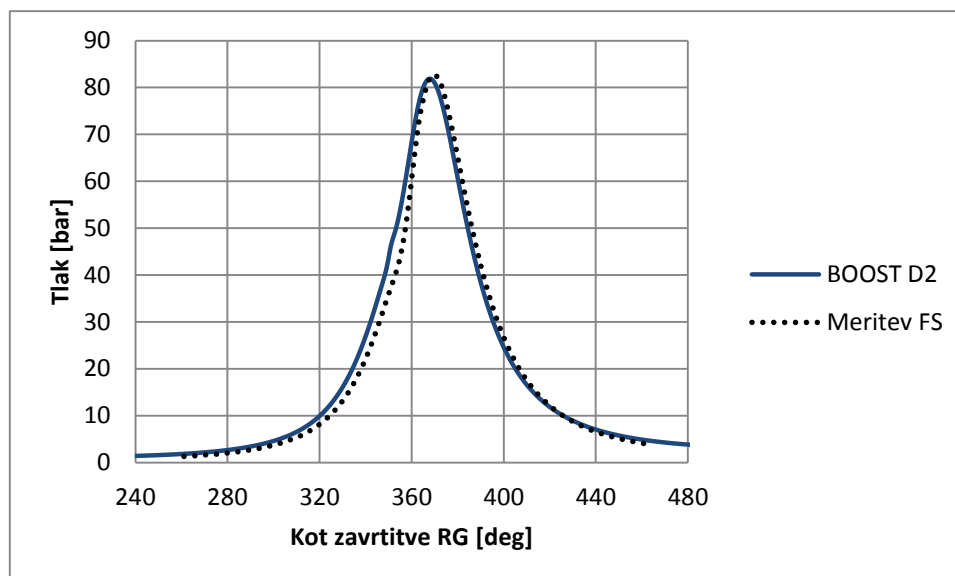
Na Sliki 6.1 vidimo interval zgorevanja, kjer se razlike v poteku tlaka vidijo. Ujemanje simulacije in meritve je zadovoljivo in ne večjih odstopanj ne opazimo. Tlak začne pri simulaciji naraščati nekoliko prej, maksimalna vrednost tlaka pa je dosegla primerljivo vrednost.



Slika 6.2: Potek tlaka za točko T3

Iz rezultatov, prikazanih na Sliki 6.2 vidimo, da je razlika nekoliko večja in, da je simulacija dala nekoliko višji tlak kot je bil izmerjen na preizkuševališču.

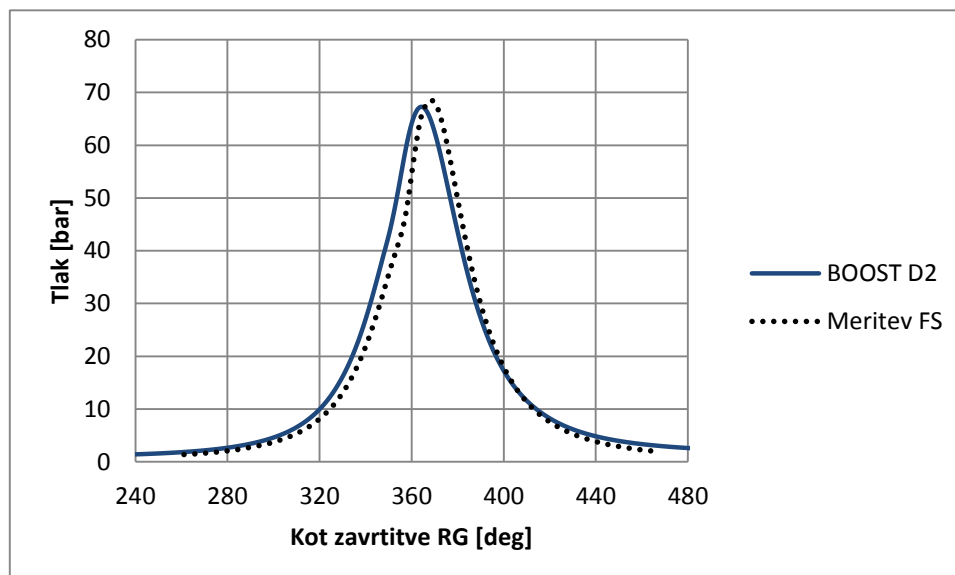
Na Sliki 6.3 za točko T4 ni videt nobenih večjih odstopanj, rezultati pa kažejo, da so parametri zgorevanja dovolj dobri za ujemanje tlaka v zgorevalnem prostoru.



Slika 6.3: Potek tlaka za točko T4

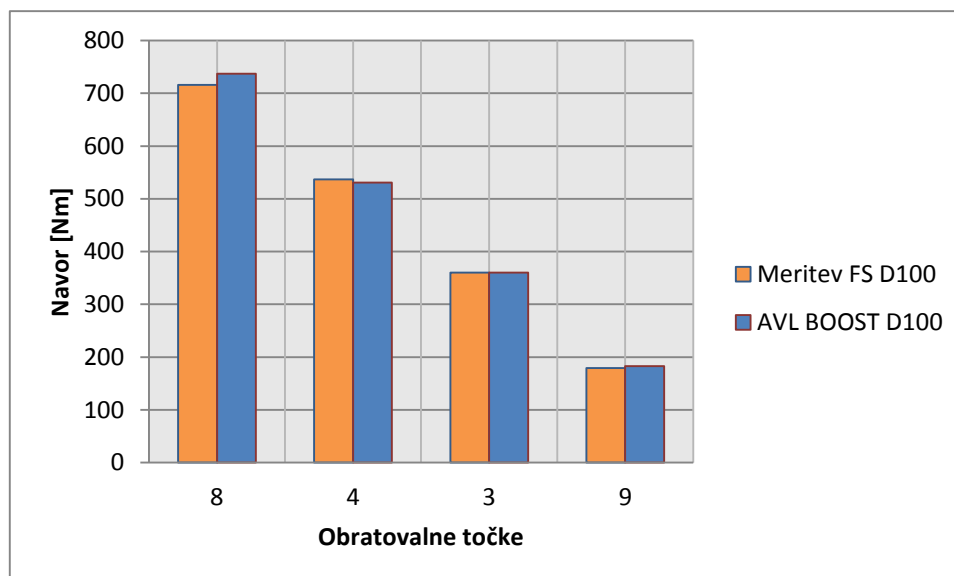
Opazno je večji porast tlaka v zgorevalnem prostoru, maksimum pa je skoraj enak. Splošno gledano ta točka ne kaže večjih odstopanj in potrjuje pravilne/dobre rezultate simulacije.

Na Sliki 6.4 je primerjava tlaka v valju med meritvijo in simulacijo. Prekrivanje ni povsem točno, odstopanja tlaka so vidna. Vseeno lahko po tem smatramo, da je ujemanje dovolj dobro, da smatramo nastavitve modela zgorevanja kot sprejemljive.



Slika 6.4: Potek tlaka za točko T9

. V nadaljevanju sledi še analiza grafov z navorom, porabo goriva in emisijami za vse točke.



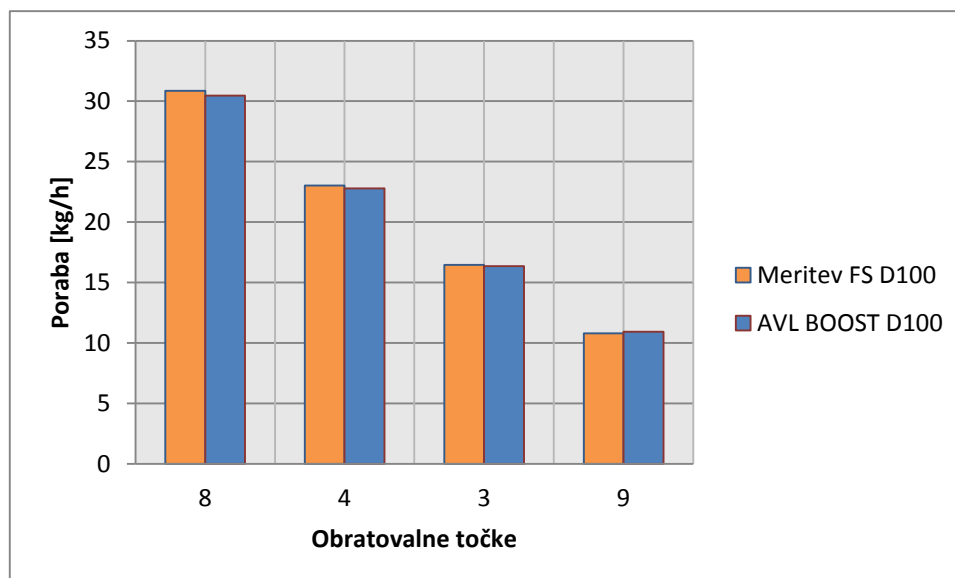
Slika 6.5: Primerjava navora

Primerjava navora za izbrane točke kaže na dobro ujemanje med meritvijo in simulacijo, kar kaže, da lahko rezultate simulacije vzamemo kot verodostojne.

Preglednica 6.1: Primerjava navora [Nm]

<i>TOČKE</i>	<u>8</u>	<u>4</u>	<u>3</u>	<u>9</u>
MERITEV FS	716	537	360	179
BOOST D100	737	531	360	183
<u>ODSTOPANJE</u>	+3%	-1%	0.0%	+2%

Razlike med meritvijo in simulacijo niso velike in na osnovi teh rezultatov sklepam, da simulacije dajejo dovolj natančne rezultate. Primerjava tlakov nakazuje, da je navor simulacije v točki 8 in 9 višji kot meritev. To lahko pripišemo dejstvu, da je bil tudi tlak v simulaciji višji kot dejanski izmerjen tlak. Vidimo, da simulacijska točka 4 ne dosega navora, kot je bil izmerjen na preizkuševališču. Opazimo lahko tudi, da je simuliran navor pri tej točki nekoliko nižji kot meritev.



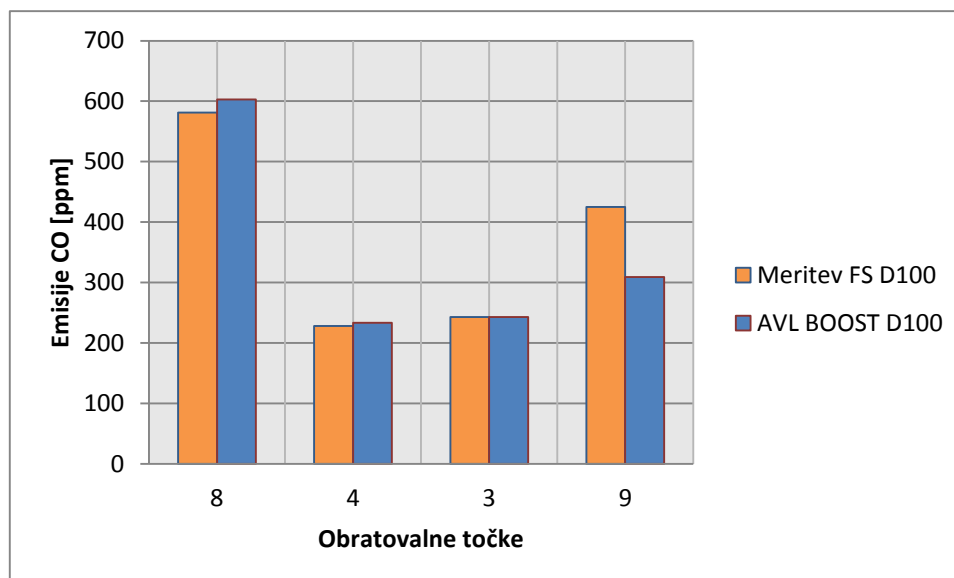
Slika 6.6: Primerjava porabe goriva

Primerjava porabe goriva za izbrane točke kaže na dobro ujemanje med meritvijo in simulacijo, kar kaže, da lahko rezultate simulacije vzamemo kot zaupanja vredne.

Preglednica 6.2: Primerjava porabe goriva [kg/h]

TOČKE	<u>8</u>	<u>4</u>	<u>3</u>	<u>9</u>
MERITEV FS	30.85	23.03	16.46	10.79
BOOST D100	30.45	22.78	16.34	10.91
<u>ODSTOPANJE</u>	-1%	-1%	-0.7%	+1%

Razlike med simulacijo in meritvijo so majhne. Numerične rezultate goriva D100 bomo vzeli kot referenčno vrednost. Porabo goriva simulacije za BOOST D100 bom vzeli kot vrednosti, proti katerim bom primerjal porabo goriva za biodizelsko gorivo. Na podlagi dobljenih rezultatov najmanj odstopa točka T3, kar je pri 50% obremenitvi motorja.



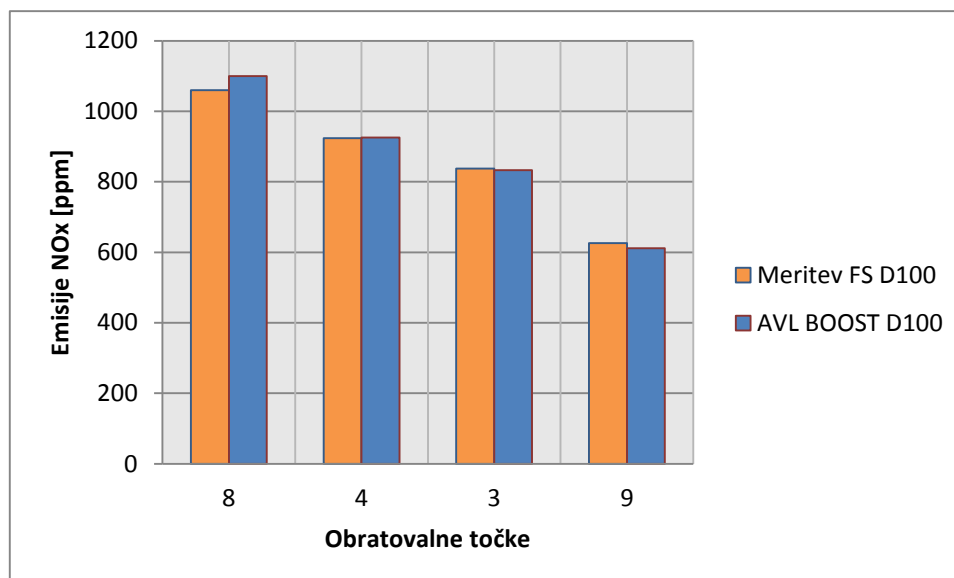
Slika 6.7: Primerjava emisij CO

Emisije zahtevajo kompleksne fizikalno kemijske modele za njihovo tvorjenje in napoved njihovih vrednosti. Do neke mere je pričakovano, da se rezultati simulacije in meritev ne ujemajo povsem, oziroma, da prihaja do večjih razlik kakor pri navoru in porabi goriva.

Preglednica 6.3: Primerjava emisij CO [ppm]

TOČKE	<u>8</u>	<u>4</u>	<u>3</u>	<u>9</u>
MERITEV FS	581	228	243	425
BOOST D100	603	233	243	309
<u>ODSTOPANJE</u>	+3%	+2%	0%	-27%

Pri emisijah CO kaže točka T3, ki se nahaja pri 50%, odlično ujemanje z meritvijo. Pričakovano bodo največja odstopanja pri največjih in delnih nižjih obremenitvah, kot se to vidi pri točki T9, kjer je odstopanje nesprejemljivo. Kljub temu smatramo, da so rezultati dovolj zanesljivi kot referenčna vrednost, s katero bom kasneje primerjal emisije ob uporabi biodizelskega goriva. Dejstvo, da samo ena meritev drastično odstopa, ne pomeni, da so rezultati nesprejemljivi. V nadaljevanju bodo predstavljeni rezultati emisij NO_x.



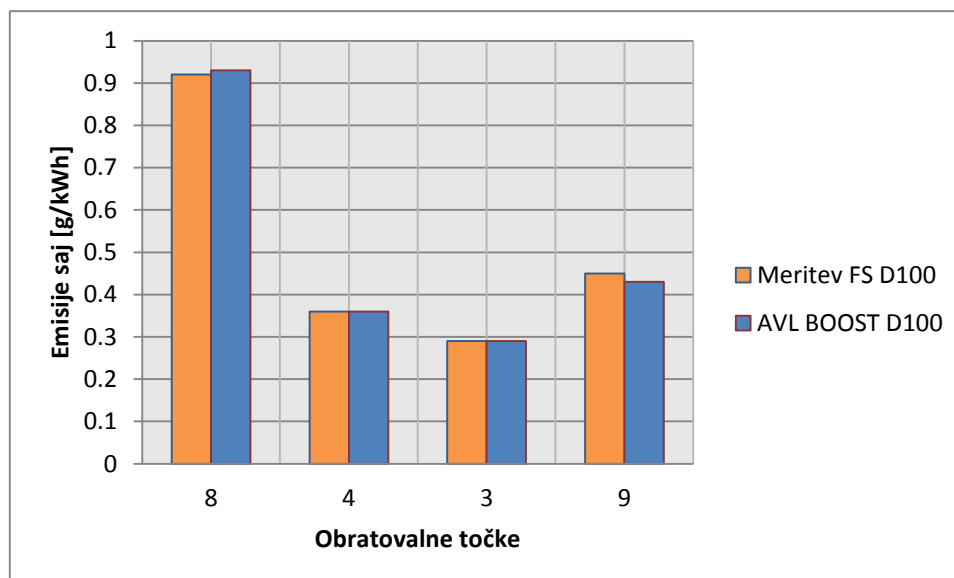
Slika 6.8: Primerjava emisij NO_x

Za razliko od emisij CO se simulacijski rezultati emisije NO_x bolj konsistentno ujemajo z meritvijo preko celotnega območja obremenitve. Vsekakor je takšno ujemanje povsem sprejemljivo.

Preglednica 6.4: Primerjava emisij NO_x [ppm]

TOČKE	<u>8</u>	<u>4</u>	<u>3</u>	<u>9</u>
MERITEV FS	1060	924	837	626
BOOST D100	1100	925	833	611
<u>ODSTOPANJE</u>	+3%	+0.10%	-0.5%	-2.4%

Vidimo lahko dobro ujemanje in smatramo rezultate simulacije kot kredibilne za nadaljnjo primerjavo, ko se v simulacijskem modelu zamenja vrsta goriva. Te vrednosti emisij niso povsem zanesljive, ampak gre bolj za ugotavljanje trenda, kaj se bo zgodilo z emisijami ob uporabi biogoriva, kot pa napoved povsem natančne vrednosti za posamezno točko.



Slika 6.9: Primerjava emisij saj

Pri sajah ponovno vidimo dobro ujemanje med meritvijo in simulacijo. Lahko verificiramo, da so rezultati simulacije povsem sprejemljivi in jih lahko uporabimo za nadaljnje primerjanje oziroma nastavitve kalibracijskih parametrov.

Preglednica 6.5: Primerjava emisij saj [g/kWh]

TOČKE	<u>8</u>	<u>4</u>	<u>3</u>	<u>9</u>
MERITEV FS	0.92	0.36	0.29	0.43
BOOST D100	0.93	0.36	0.29	0.45
<u>ODSTOPANJE</u>	+1%	0%	0%	+4%

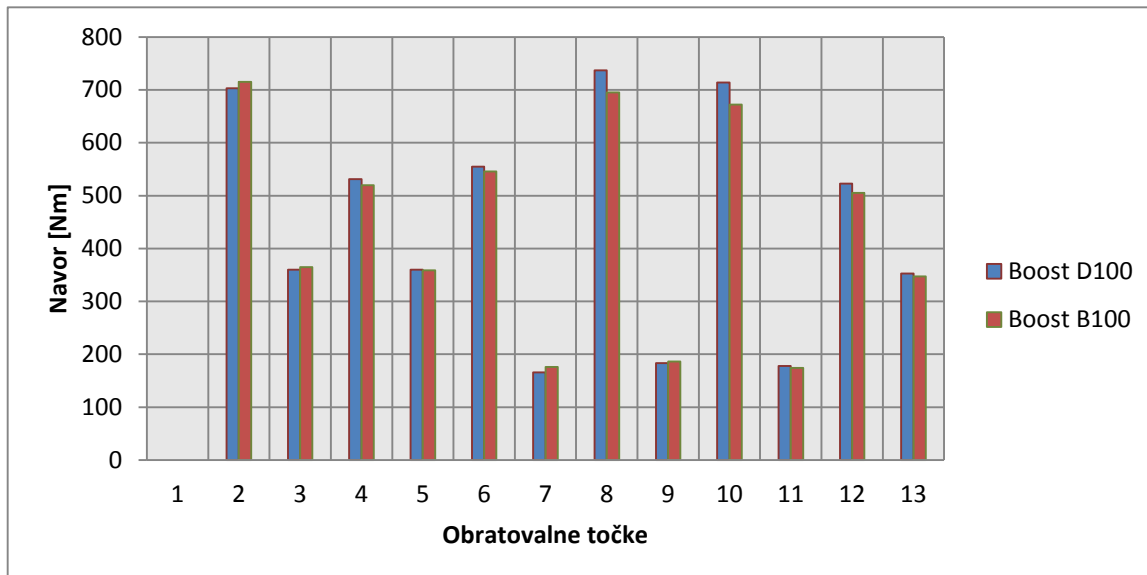
Odstopanje ni veliko in rezultate simulacije lahko štejemo kot tiste, ki se bodo lahko uporabili za nadaljnjo primerjavo analize ob uporabi biogoriva. V nadaljevanju so predstavljeni rezultati primerjave med meritvijo in simulacijo za vse točke ESC cikla.

6.2 Rezultati simulacije za vse točke cikla

V nadaljevanju bodo analizirane posamezne točke ESC cikla. Primerjane bodo veličine, ki nam povedo, kako je potekalo zgorevanje in tako je mogoča tudi analiza zakaj se določene emisije niso zmanjšale. Predstavljeni bodo rezultati tlaka in temperature v valju. V uvodu bodo predstavljeni rezultati navora, porabe goriva in emisij za vse točke skupaj, kasneje pa sledi analiza posameznih točk.

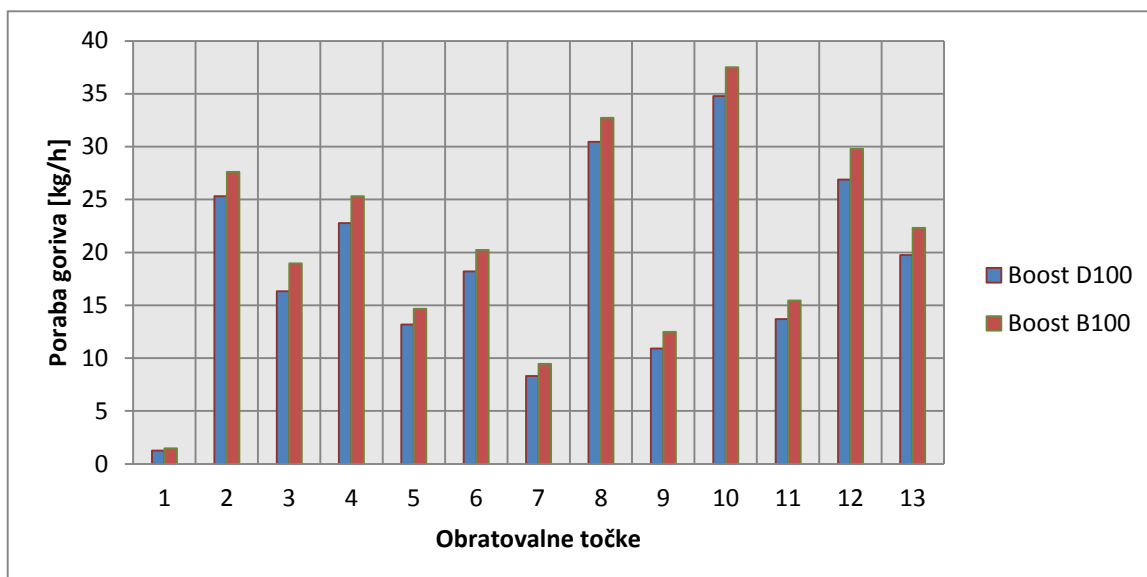
6.2.1 Pregled rezultatov ESC cikla

Prosti tek motorja predstavlja točko 1. Zaradi narave simulacije je težko natančno simulirati prosti tek, zato je ta točka vključena samo v splošni predstavitvi rezultatov in ni zajeta kasneje v analizo.



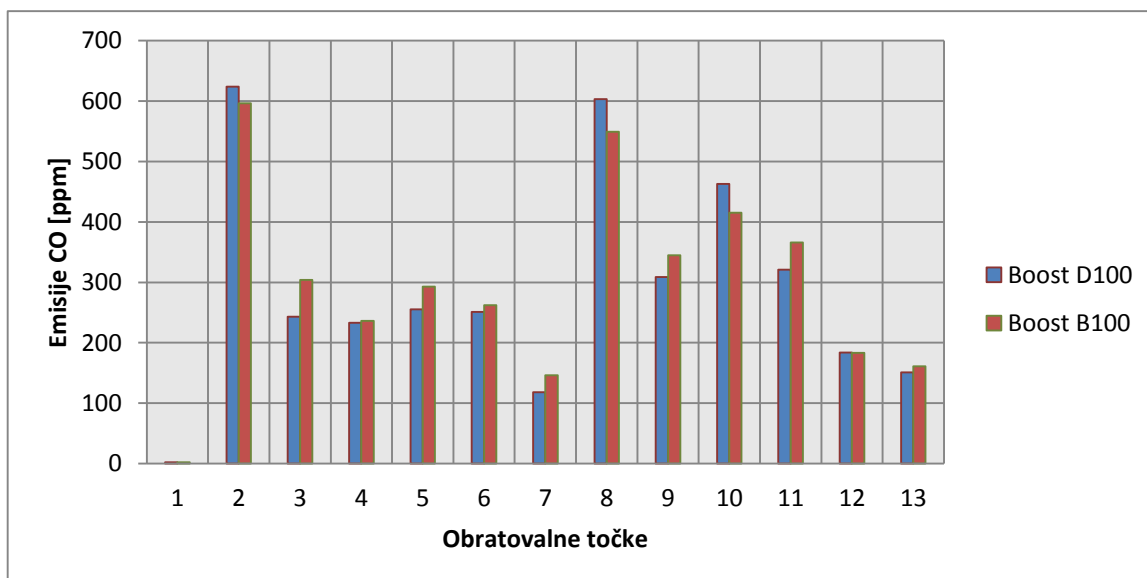
Slika 6.10: Primerjava numeričnih rezultatov navora za točke ESC cikla

Na sliki 6.11 je vidna primerjava navora med simulacijo za dizelsko in biodizelsko gorivo. Na sedmih točkah je vidno znižanje navora, kar je tudi bilo pričakovano zaradi nižje kurilne vrednosti biodizelskega goriva.



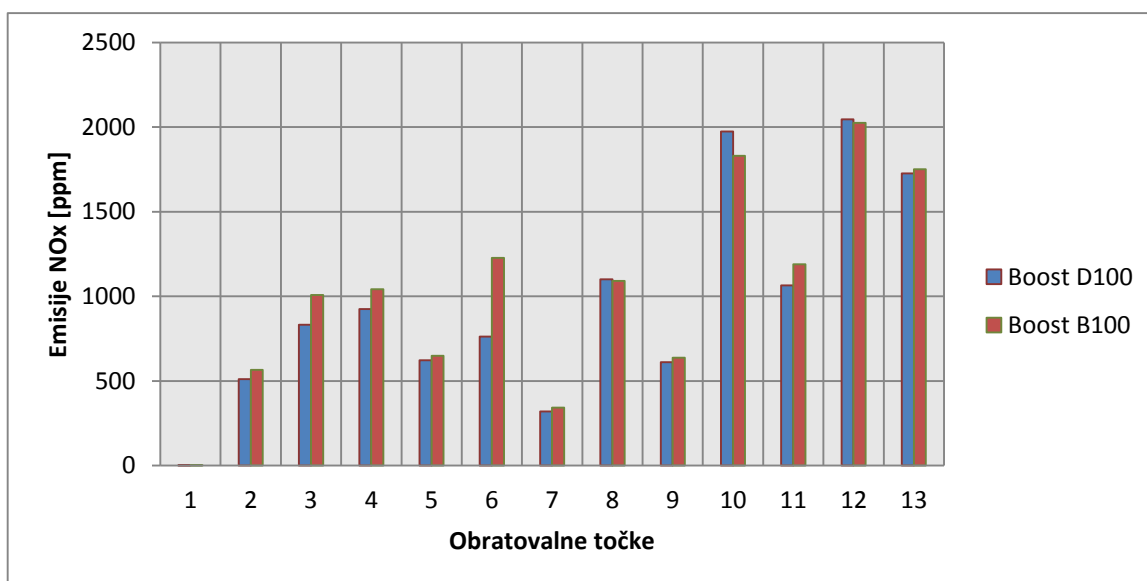
Slika 6.11: Primerjava numeričnih rezultatov porabe goriva za točke ESC cikla

Poraba goriva kaže pričakovan trend večje porabe goriva, pri uporabi B100, ki je posledica večje gostote biodizelskega goriva (Preglednica 5.2).



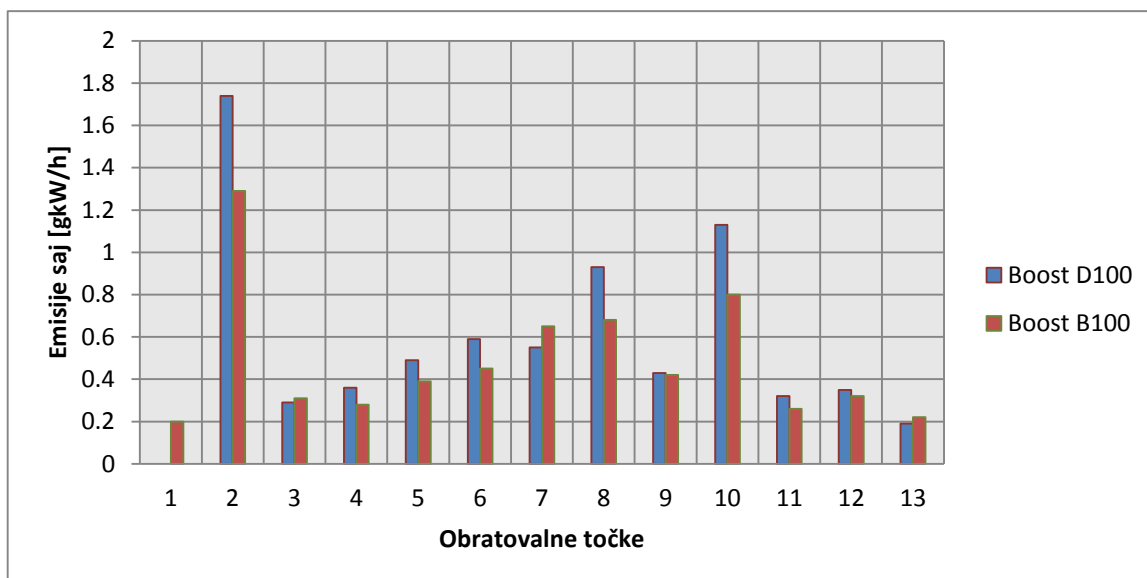
Slika 6.12: Primerjava numeričnih rezultatov emisije CO za točke ESC cikla

Na sliki 6.12 je vidno, da emisije simulacije za prosti tek niso zanesljive, kar velja za obe vrsti goriv. To nakazuje tudi na dejstvo, da če model zgorevanja ne predvidi dobro emisij za eno gorivo, jih tudi za drugo vrsto goriva zelo verjetno ne bo.



Slika 6.13: Primerjava numeričnih rezultatov emisije NO_x za točke ESC cikla

Na Sliki 6.13 so prikazani rezultati simulacije emisije NO_x. Pričakovan rezultat, nekatere študije[5] in meritve so že v preteklosti nakazovale, da se emisije NO_x povečajo ob uporabi biogoriv.

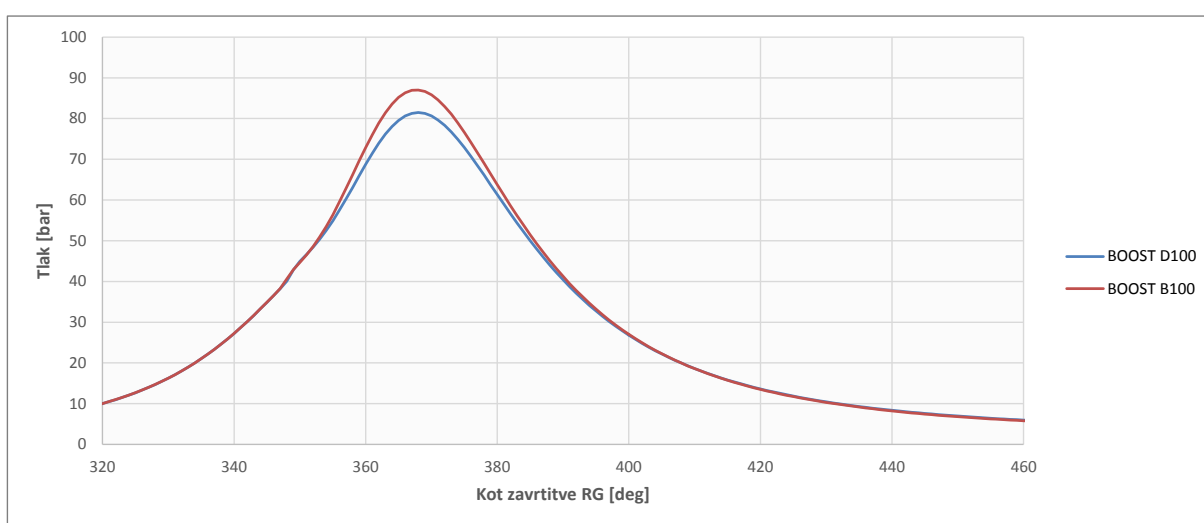


Slika 6.14: Primerjava numeričnih rezultatov emisije saj za točke ESC cikla

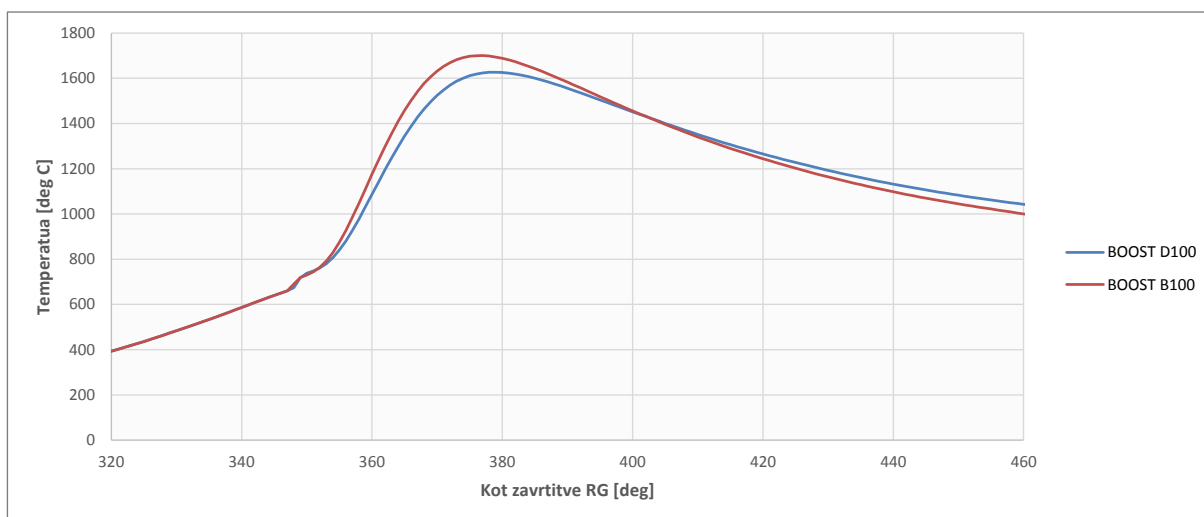
Pri uporabi biodizelskega goriva pa pride do znižanja emisij saj na skoraj vseh obratovnih točkah cikla.

6.2.2 Obratovalna točka T2

Simulacija navora v točki T2 dosega nekoliko višjo vrednost kot simulacija za dizelsko gorivo. Simulacija navora za gorivo D100 dosega vrednost 703 Nm, simulacija za gorivo B100 dosega 715 Nm. Povečanje navora za 1.7%, kar ni povsem skladno s pričakovanji. Poraba goriva za gorivo D100 je 25.3 kg/h, za gorivo B100 pa 27.6 kg/h, kar pomeni, da je poraba ob uporabi biogoriva narasla za 9%. Emisije CO so se zmanjšale s 624 ppm pri D100 na 596 ppm, kar je redukcija za 4.4%. Zmanjšale so se tudi emisije saj z 1,74 gkW/h na 1.29 gkW/h, redukcija za 25.8%. Na Sliki 6.11 je vidno, da je temperatura zgorevanja pri gorivo B100 višja kakor pri D100. Posledica višjih temperatur, vidnih na Sliki 6.16, je tudi večja formacija NO_x emisij. Tako je v tej točki emisija NO_x narasla s 511 ppm na 566 ppm, kar je povečanje za 10%.



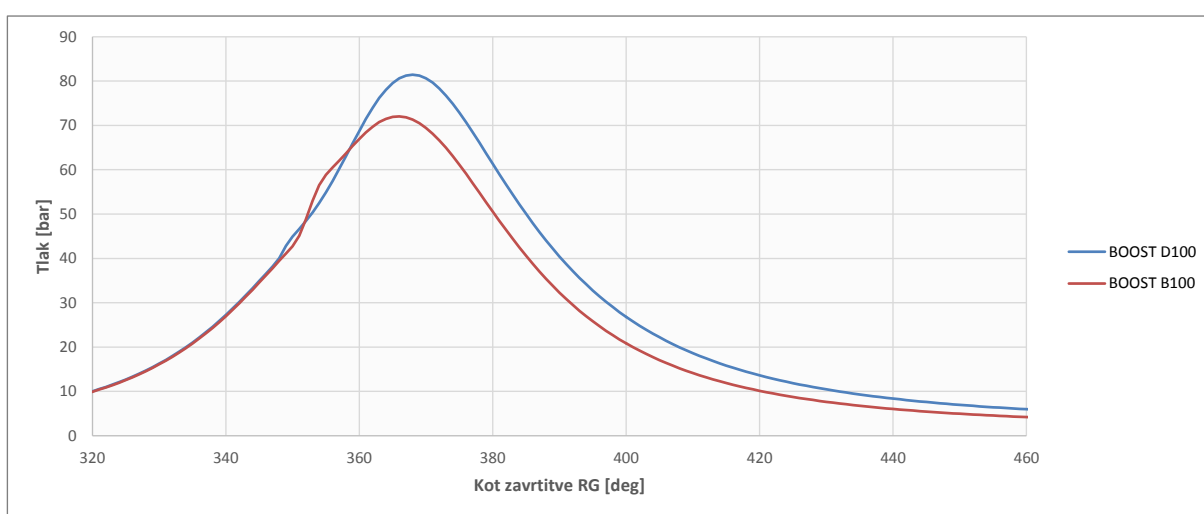
Slika 6.15: Potek tlaka T2



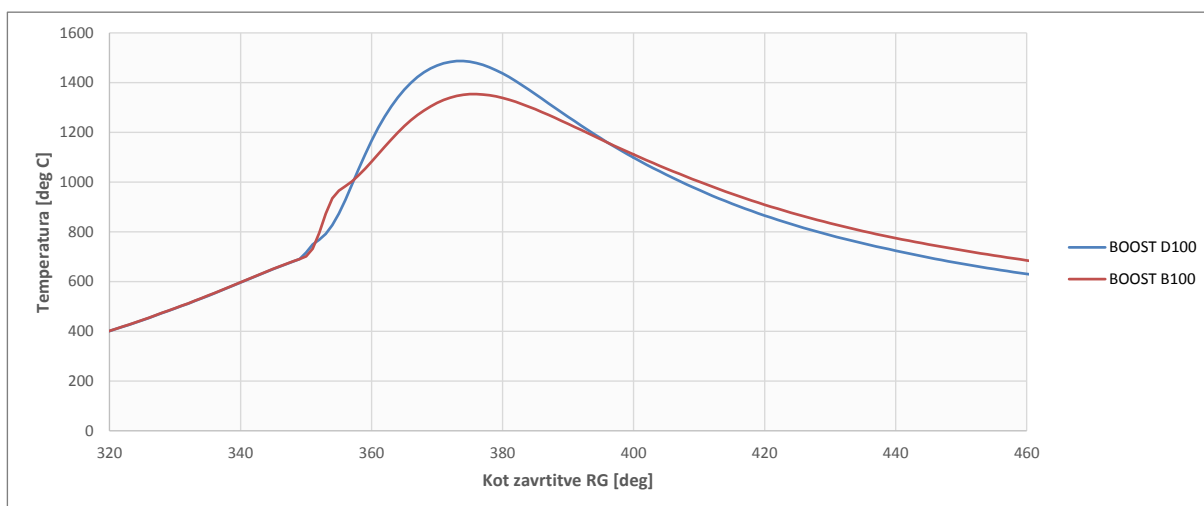
Slika 6.16: Potek temperature T2

6.2.3 Obratovalna točka T3

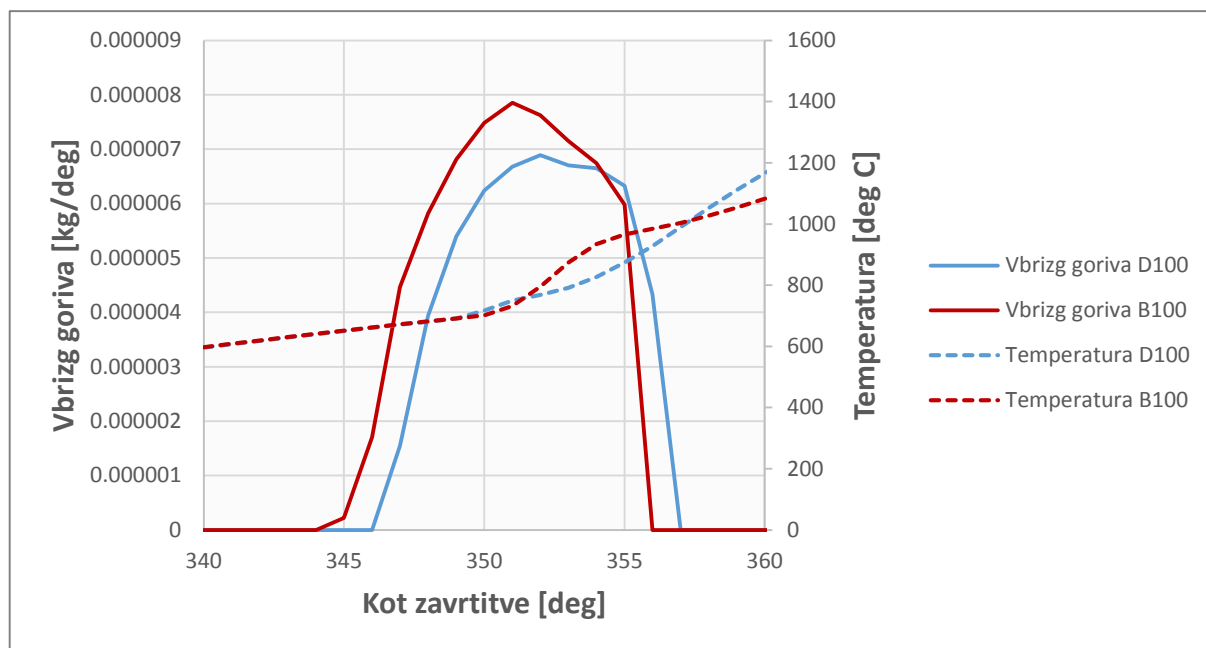
Obratovalna točka T3 kaže dobro ujemanje med meritvijo in simulacijo. Pri menjavi goriva z D100 na B100 pa ta trend ni povsem skladen s pričakovanji. Povečala se je tako poraba goriva kot tudi navor motorja. Navor motorja ob uporabi goriva D100 dosega 360 Nm, pri uporabi goriva B100 pa 365 Nm, kar je povečanje za nekaj več kot 1 %. Poraba goriva je narasla z 16.34 kg/h na 18.97 kg/h, kar je povečanje za približno 16%. Narasle so tudi vse emisije izpušnih plinov. Pri gorivu B100 vidimo, da je začetna faza zgorevanja imela vpliv na povišanje temperature v zgorevalnem prostoru in to bi lahko razložilo tvorbo emisij NO_x ter povečano emisijo saj, prikazano na sliki 6.17. Tlak v zgorevalnem prostoru ne dosega enakega maksimuma kot pri uporabi goriva D100.



Slika 6.17: Potek tlaka T3



Slika 6.18: Potek temperature T3

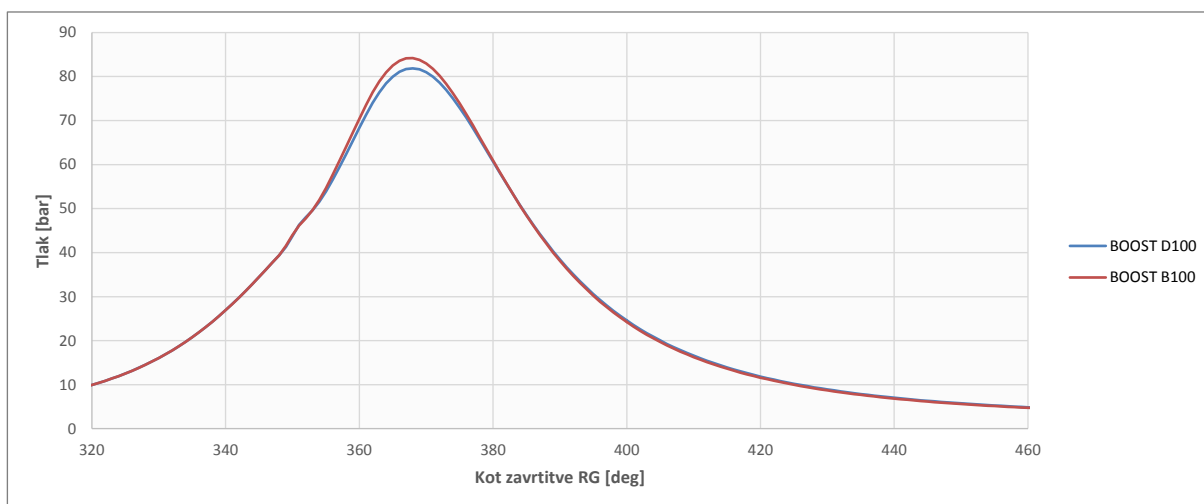


Slika 6.19: Potek temperature in vbrizg goriva T3

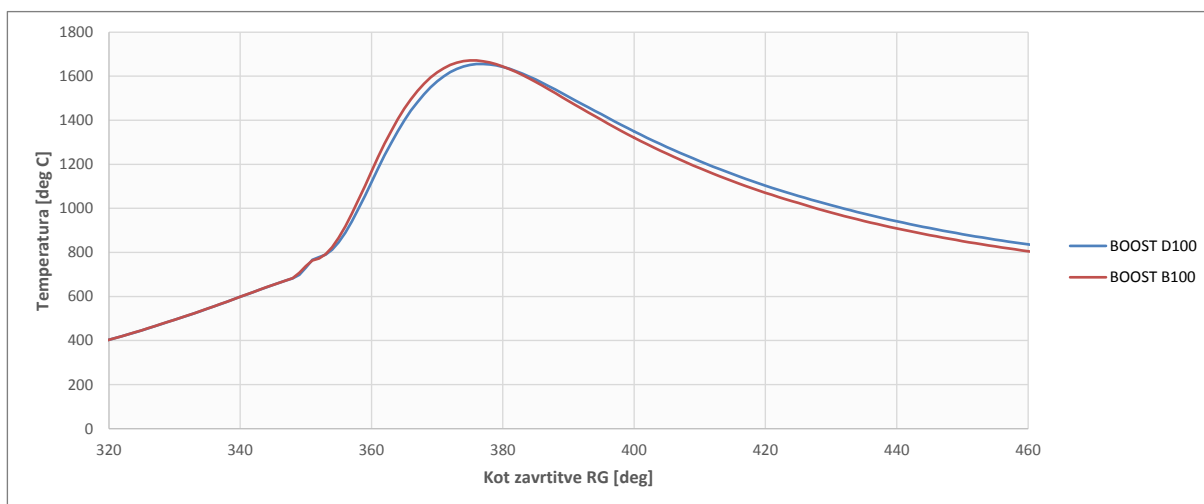
Na sliki 6.19 je prikazan potek vbrizgavanja goriva in temperatura v valju. Pri obratovalni točki T3 so se povečale emisije NO_x , čeprav je razvidno s slike 6.18, da je najvišja temperatura zgorevanja bila dosežena ob uporabi goriva D100. Zaradi tega bi pričakovali, da bo emisija NO_x ob uporabi goriva B100 nižja kot pri uporabi goriva D100. Višje vrednosti te emisije bi lahko pripisali zgodnjemu dvigu temperature zgorevanja ob uporabi goriva B100, kar je bolj razvidno na sliki 6.19. To bi lahko pojasnilo, zakaj so se ob uporabi goriva B100 emisije NO_x dvignile, čeprav je bila najvišja temperatura zgorevanja nižja kot pri gorivo D100.

6.2.4 Obratovalna točka T4

Točka T4 kaže rezultate, ki so v skladu s pričakovanji. Motor je ob uporabi biogoriva izgubil nekaj navora, ta se je zmanjšal za približno 2%. Pri uporabi goriva D100 znaša navor 531 Nm, pri uporabi B100 pa 520 Nm. Poraba goriva je pričakovano narasla z 22.78 kg/h na 25.3 kg/h, kar je povečanje za približno 11%. Emisije saj so padle z 0.36 g/kWh na 0.28 g/kWh. Emisije NO_x so se povečale z 925 ppm na 1042 ppm. Sklepam, da je do tega prišlo zaradi nekoliko višje temperature (Slika 6.21) zgorevanja goriva B100 na začetku zgorevanja in nastanka emisije NO_x. Emisije CO so niso bistveno spremenile. Pri uporabi goriva D100 znašajo 233 ppm, pri uporabi B100 pa 236 ppm.



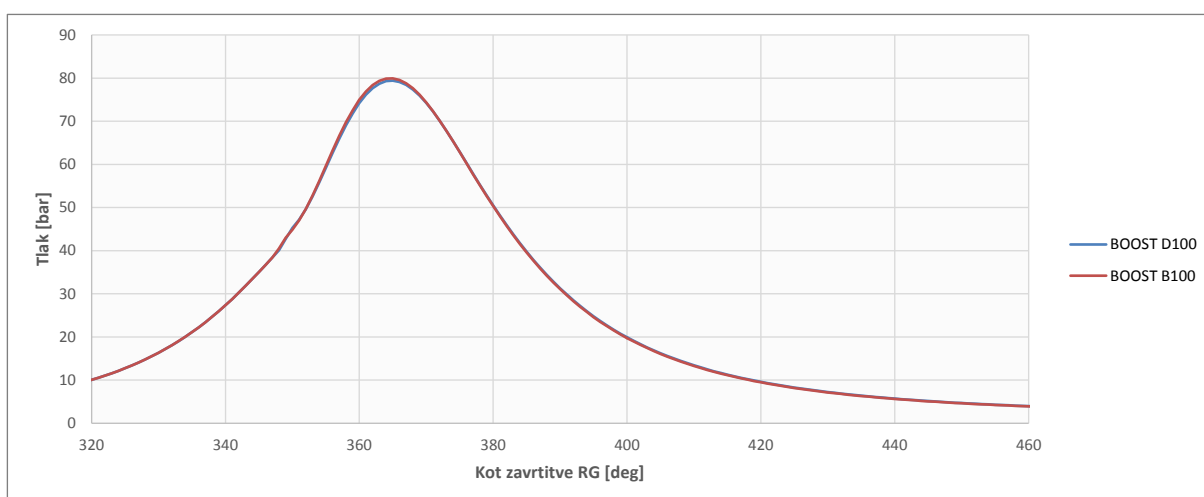
Slika 6.20: Potek tlaka T4



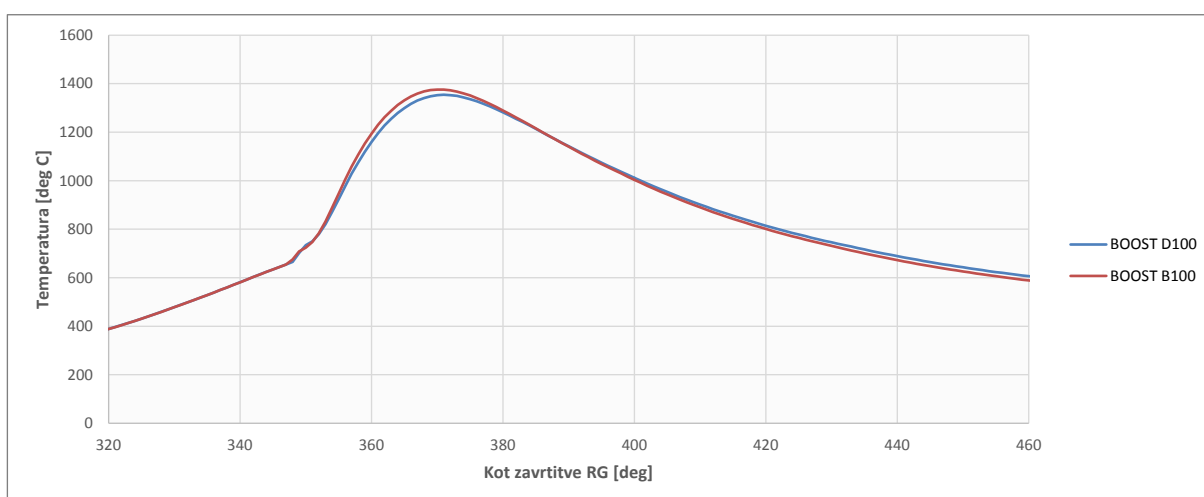
Slika 6.21: Potek temperature T4

6.2.5 Obratovalna točka T5

Pri obratovalni točki T5 je navor motorja ostal praktično nespremenjen. Pri uporabi goriva D100 znaša dosežen navor motorja 360 Nm, pri uporabi goriva B100 pa 359 Nm. Dobro se ujema potek temperature v zgorevalnem prostoru. Pri uporabi goriva je bila dosežena nekoliko višja temperatura v zgorevalnem prostoru in temu se lahko pripiše nekoliko večja emisija NO_x . Povečala se je poraba goriva, ki je pri uporabi goriva D100 znašala 13.17 kg/h in se je dvignila na 14.65 kg/h pri uporabi goriva B100. Emisije NO_x so ostale na skoraj enakem nivoju, in sicer 622 ppm pri uporabi D100 in 649 pri uporabi goriva B100. Emisija saj se je ob uporabi goriva B100 znižala. Pri gorivu D100 znaša emisija saj 0.49 g/kWh, pri uporabi goriva B100 pa 0.39 g/kWh.



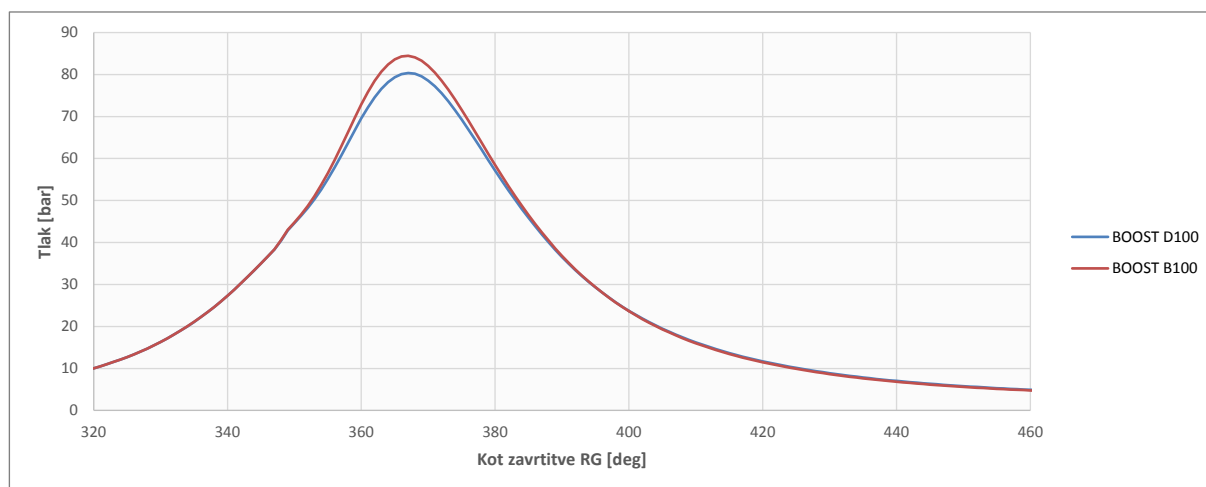
Slika 6.22: Potek tlaka T5



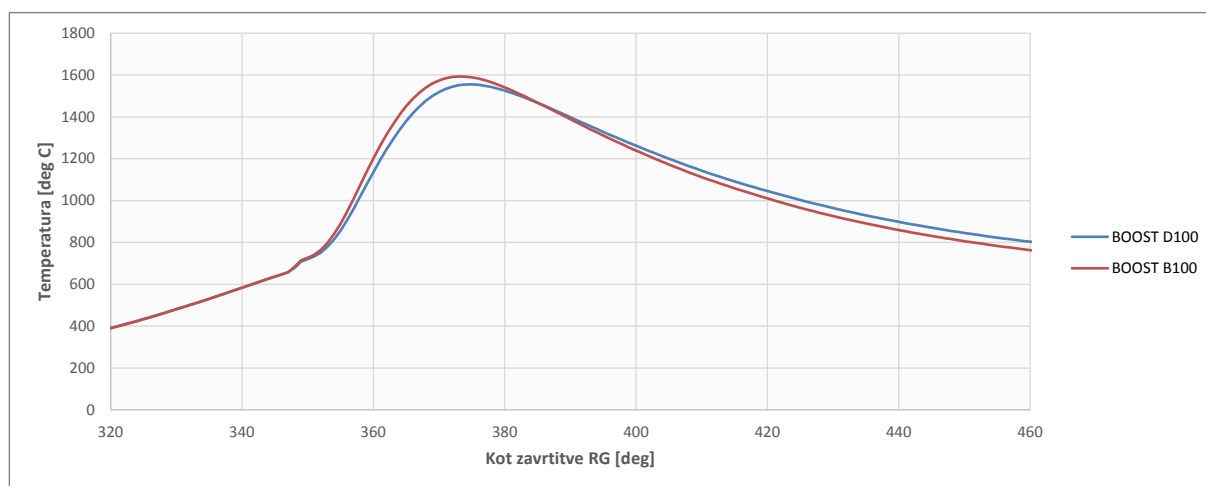
Slika 6.23: Potek temperature T5

6.2.6 Obratovalna točka T6

Pri obratovalni točki T6 se rezultati skladajo s pričakovanji. Navor motorja je padel iz 555 Nm na 546 Nm ob uporabi goriva B100. Poraba goriva se je povečala iz 18.2 kg/h na 20.23 kg/h ob uporabi goriva B100. Emisije saj so padle iz 0.59 g/kWh na 0.45 g/kWh pri uporabi goriva na B100. Na Sliki 6.25 vidimo, da je višja temperatura v zgorevalnem prostoru pri gorivu B100 in se odraža v povišanih emisijah NO_x , ki so narasle iz 763 ppm na 1228 ppm. Temperatura pri uporabi goriva B100 je ves čas nad temperaturo zgorevanja pri gorivu D100 in zato se je tvorilo veliko emisije NO_x . Emisije saj so se znižale ob uporabi goriva B100 na 0.45 g/kWh, pri gorivu D100 so znašale 0.59 g/kWh.



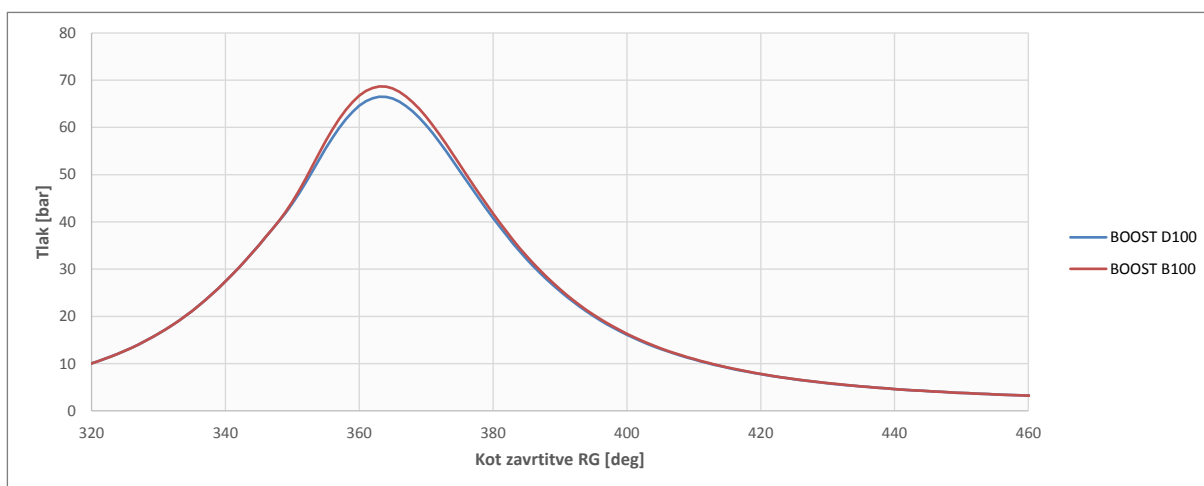
Slika 6.24: Potek tlaka T6



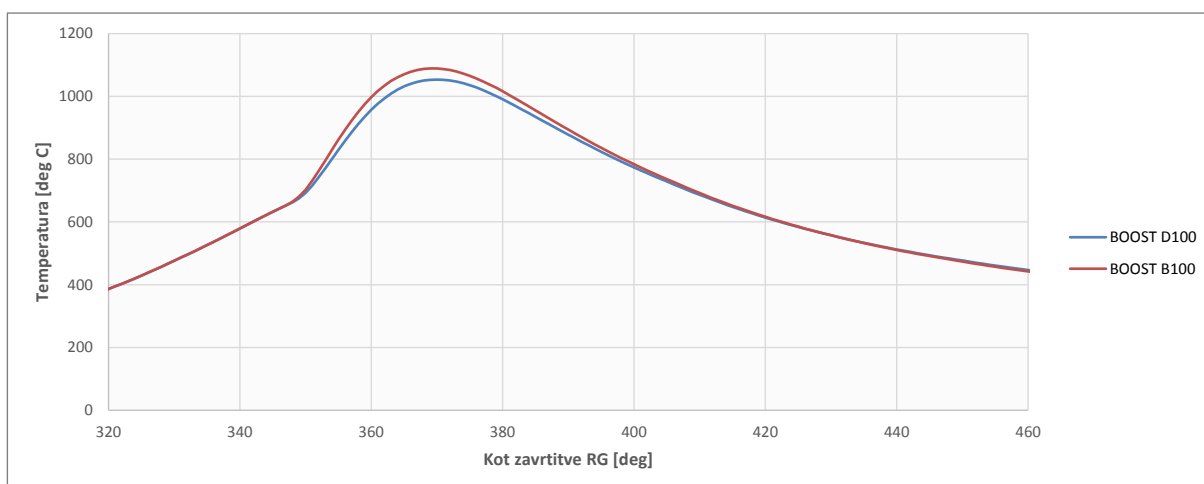
Slika 6.25: Potek temperature T6

6.2.7 Obratovalna točka T7

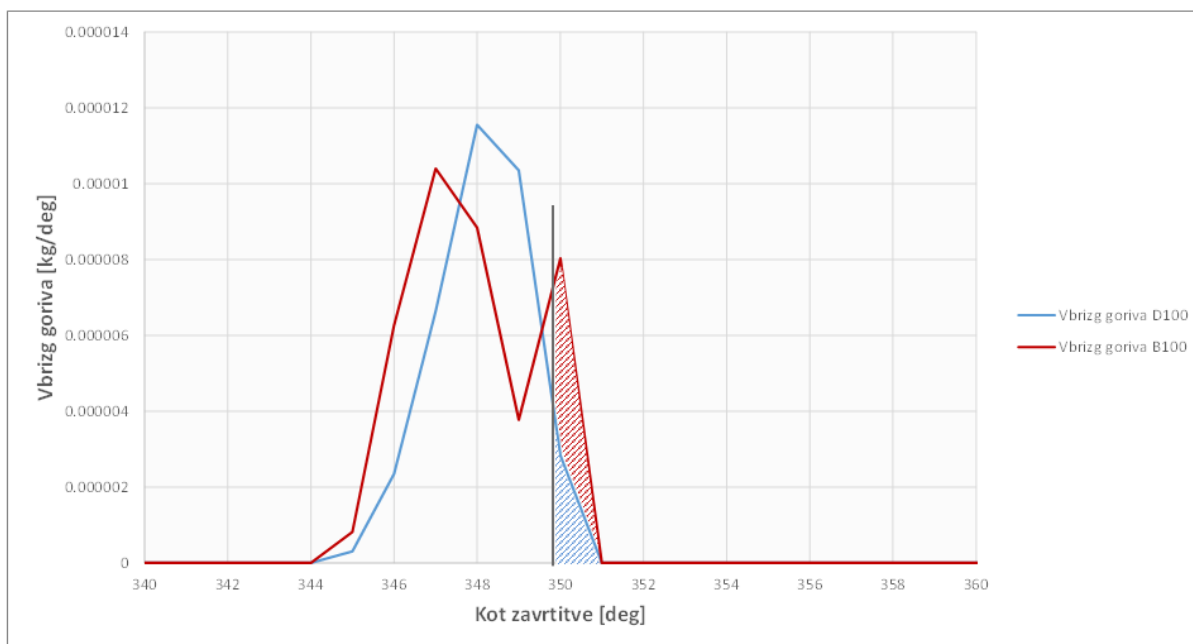
Na Sliki 6.26 se je pri uporabi goriva B100 tlak zgorevanja povečal. To je rezultiralo tudi v večjem navoru, ki ga motor doseže. Navor ob uporabi goriva D100 znaša 166 Nm, pri uporabi goriva B100 pa 176, kar je povečanje za približno 6%. Poraba goriva se je povečala iz 8.32 kg/h na 9.45 kg/h, povečanje za približno 13%. Na Sliki 6.27, ki prikazuje potek temperature, je vidno, da je temperatura v zgorevalnem prostoru bila višja ob uporabi goriva B100. To se pozna tudi na višjih emisijah NO_x , ki so se povečale ob uporabi goriva B100 na 343 ppm, pri uporabi goriva D100 pa znaša emisija NO_x 319. Numerična simulacija je pri tej točki praktično popolnoma zgrešila napoved emisij CO. Meritev je pokazala vrednost emisije CO 511 ppm, simulacija za goriva pa 166 ppm. Emisija saj se je zvišala pri uporabi goriva D100 iz 0.55 g/kWh na 0.65 g/kWh ob uporabi goriva B100.



Slika 6.26: Potek tlaka T7



Slika 6.27: Potek temperature T7

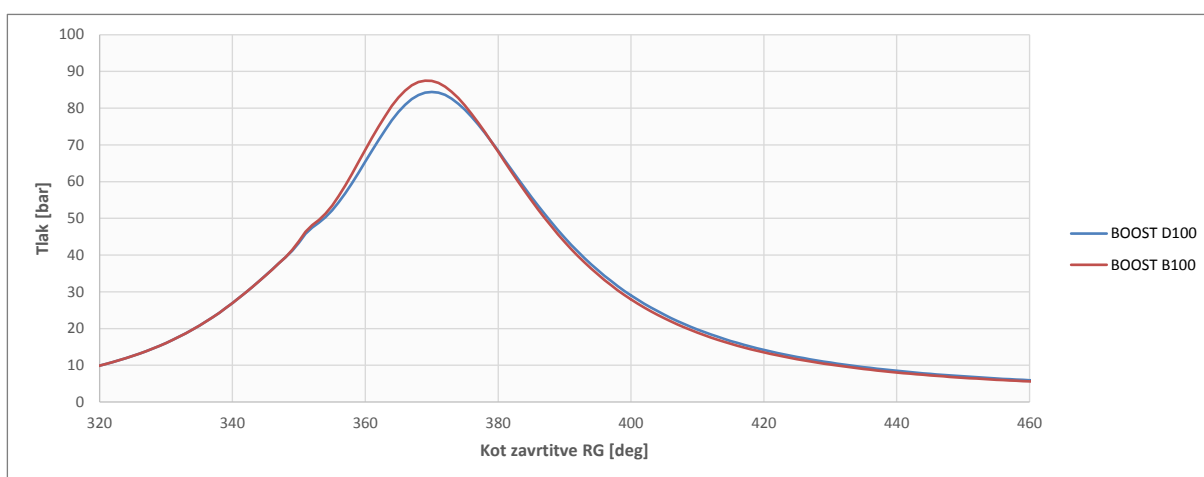


Slika 6.28: Potek vbrizga goriva T7

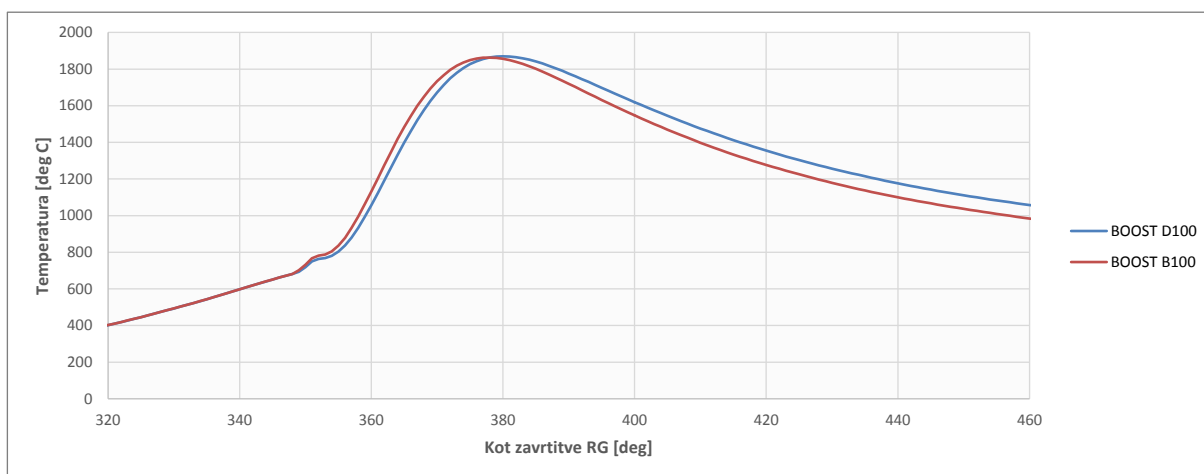
Na sliki 6.28 je prikazan potek vbrizga goriva za obratovalno točko T7. Pri tej obratovalni točki se je emisija saj dvignila ob uporabi goriva B100, kar je proti pričakovanjem. Odgovor lahko ponuja vbrizg goriva, ki kaže, da je bila v zadnji fazi (zadnjih 10% intervala vbrizga) vbrizgana večja količina goriva B100 kot goriva D100. V zadnji fazi vbrizgavanja pride do zniževanja tlaka vbrizga, kar vodi do formacije večjih kapljic vbrizganega goriva. Večje kapljice vbrizganega goriva pomenijo slabše zgorevanje, kar vodi do večje formacije emisije saj.

6.2.8 Obratovalna točka T8

V obratovalni točki T8 je navor, ki ga motor dosega ob uporabi goriva B100, nekoliko nižji kot pri uporabi goriva D100. Simulacija za gorivo D100 je pokazala, da motor doseže navor 737 Nm, pri uporabi goriva B100 pa 695 Nm, kar je znižanje za približno 5%. Poraba goriva ob uporabi goriva D100 znaša 30.45 kg/h, pri uporabi goriva B100 pa 32.72 kg/h. Emisije NO_x so ostale pri uporabi goriva B100 skoraj na enaki ravni oz. so se nekoliko zmanjšale. Emisije NO_x znaša pri uporabi goriva D100 1100 ppm, pri gorivu B100 pa 1091 ppm. Na Sliki 6.30 je vidno, da se sama temperatura v zgorevalnem prostoru ne razlikuje bistveno med gorivoma. Emisija saj se je zvišala ob uporabi goriva B100 na 0.93 g/kWh, pri uporabi goriva D100 znaša 0.68 g/kWh, kar je povečanje za približno tretjino. Emisija CO se je znižala z 603 ppm pri uporabi goriva D100 na 549 ppm pri uporabi B100.



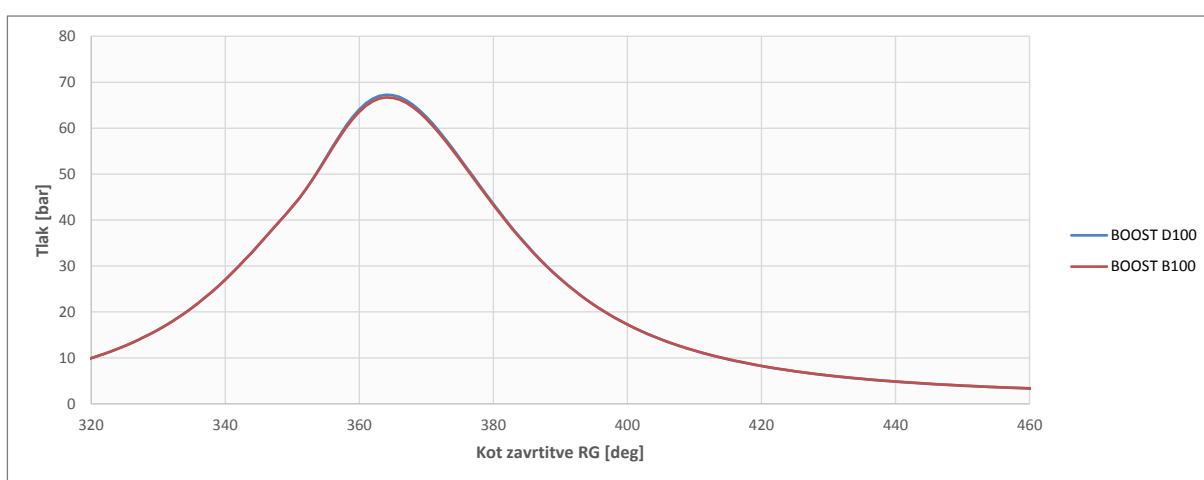
Slika 6.29: Potek tlaka T8



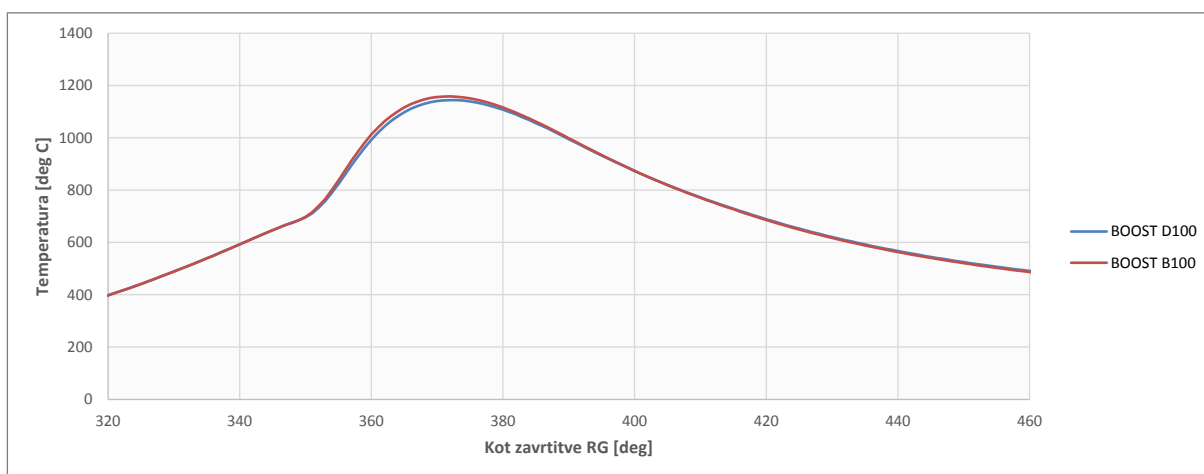
Slika 6.30: Potek temperature T8

6.2.9 Obratovalna točka T9

Pri obratovalni točki T9 dosega motor ob uporabi goriva B100 nekoliko višji navor kot pri uporabi goriva D100. Pri uporabi D100 znaša dosežen navor 183 Nm, pri uporabi goriva B100 pa 186 Nm. Poraba goriva se je dvignila pri gorivu B100 na 12.49 kg/h, pri gorivu D100 je poraba znašala 10.91 kg/h. Emisije CO znašajo 309 ppm ob uporabi goriva D100 in 345 ppm pri uporabi B100. Emisija NO_x se je pri gorivu B100 nekoliko dvignila v primerjavi z gorivom D100 in znaša 637 ppm, za gorivo D100 pa 611 ppm. Temperatura (Slika 6.32) v zgorevalnem prostoru je nekoliko višja pri gorivu B100 v primerjavi z D100 in to bi lahko pojasnilo, od kod povečana emisija NO_x. Emisija saj je upadla ob uporabi goriva B100 in znaša 0.42g/kWh, pri gorivu D100 znaša 0.43 g/kWh.



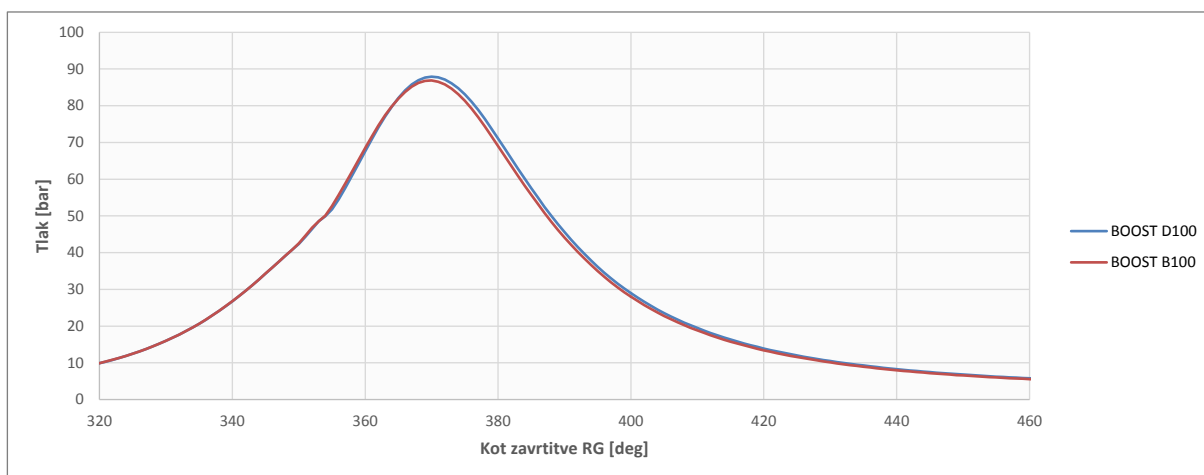
Slika 6.31: Potek tlaka T9



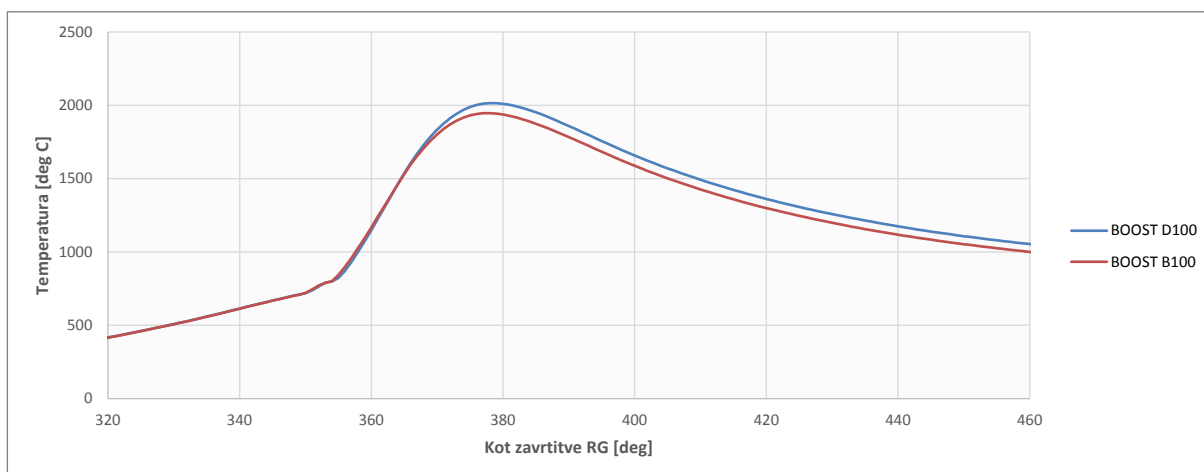
Slika 6.32: Potek temperature T9

6.2.10 Obratovalna točka T10

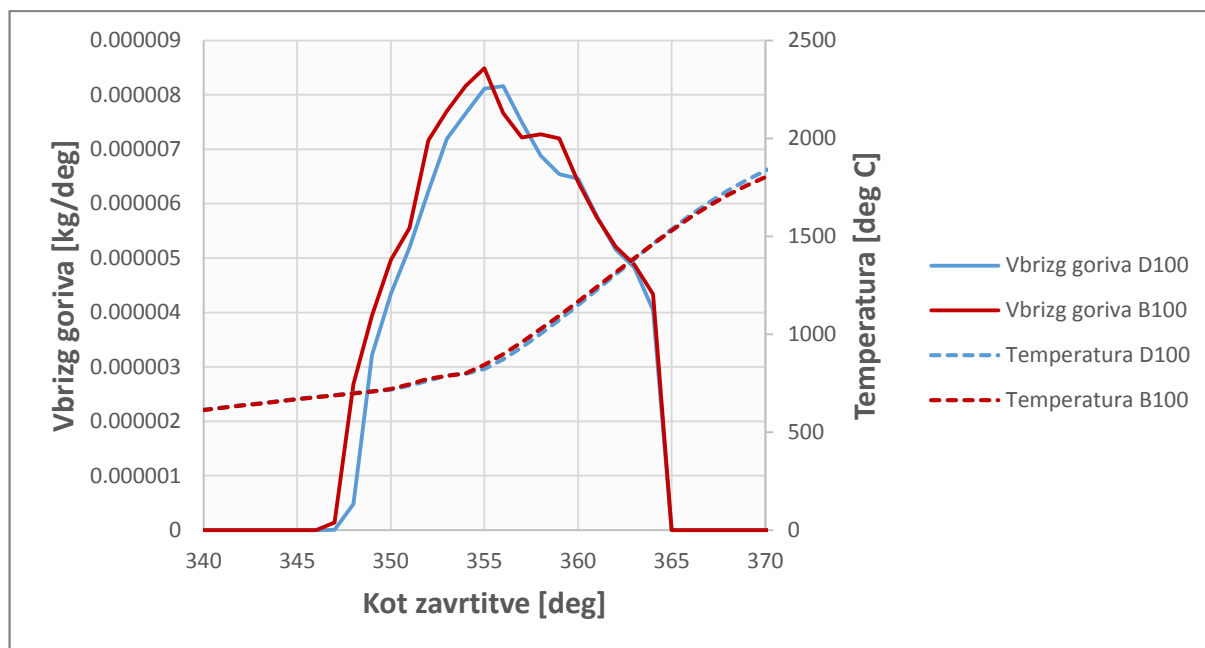
Obratovalna točka kaže dobro ujemanje med obema gorivoma in nekih večjih odstopanj ni zaslediti. Navor, ki ga motor dosega ob uporabi goriva D100 znaša 714 Nm, pri uporabi goriva B100 pa 672 Nm. Poraba goriva se je povečala s 34.77 kg/h pri gorivu D100 na 37.51 kg/h ob uporabi goriva B100. Temperatura zgorevanja (Slika 6.34) je pri uporabi goriva B100 nižja kot pri gorivu D100 in to se tudi pozna na padcu emisij NO_x. Pri gorivu D100 znaša emisija NO_x 1974 ppm, pri uporabi goriva B100 1831. Padec ni velik, saj je v začetnem delu zgorevanja temperatura pri obeh gorivih zelo podobna. Saje so se znižale ob uporabi goriva B100 na 0.8 g/kWh, pri gorivu D100 znaša emisija saj 1.13 g/kWh.



Slika 6.33: Potek tlaka T10



Slika 6.34: Potek temperature T10

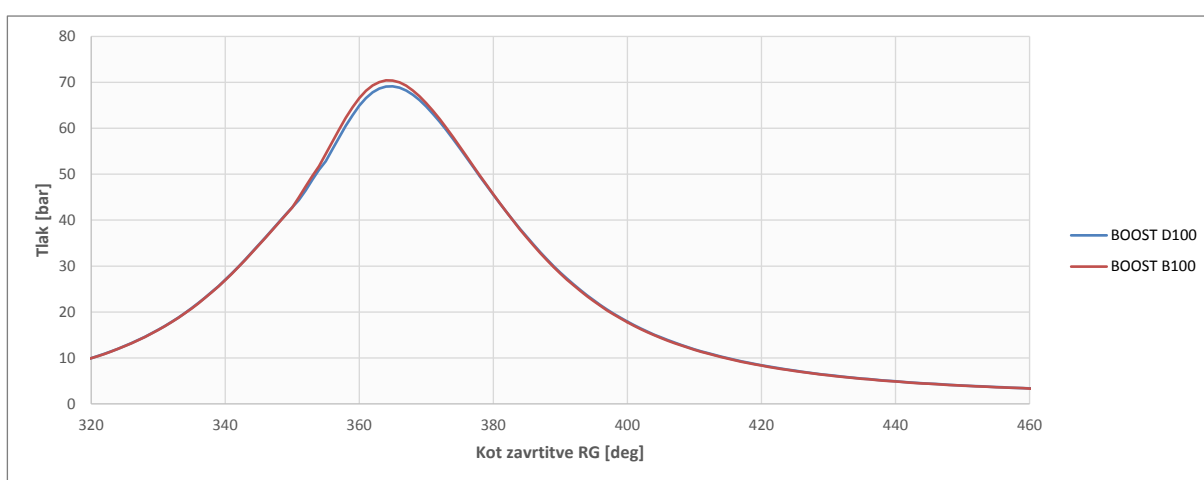


Slika 6.35: Potek temperature T10

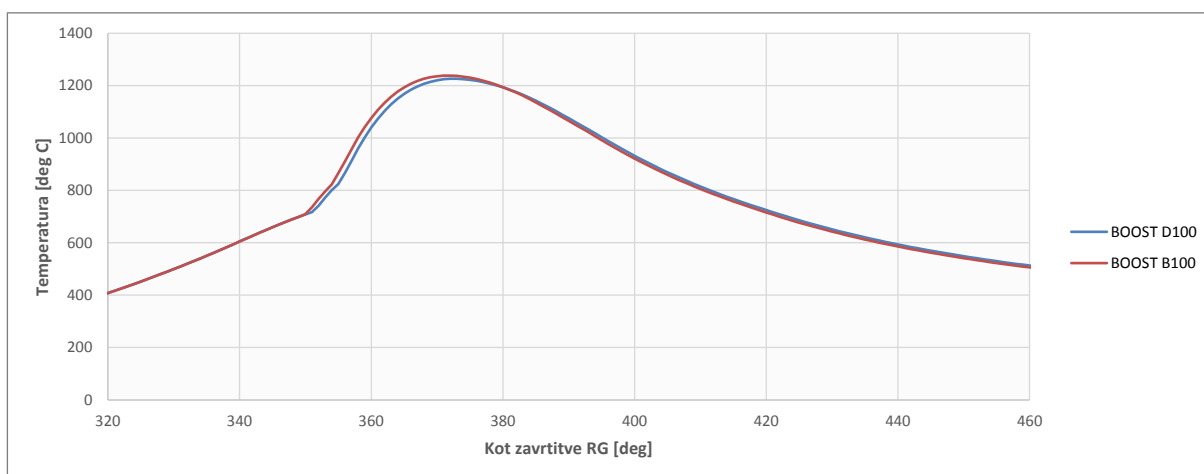
Na sliki 6.35 je prikazan potek vbrizga goriva in temperatura v valju za obratovalno točko T10. Na tej obratovalni točki so se znižale emisije NO_x ob uporabi goriva B100. Vidno je, da se je vbrizgavanje, ob uporabi goriva B100, začelo nekoliko prej, konec vbrizga goriva pa se končal enako. Temperatura je pri gorivo B100 bila nekoliko višja kakor pri D100 ampak ne veliko, ni vidnega velikega odstopanje. Kasneje (ob večjem kotu zavrtitve) je bila temperatura pri uporabi goriva B100 ves čas nižja kot pri D100. To nakazuje, da ima lahko zgoden dvig temperature, še pred koncem vbrizgavanja, pomembno vlogo pri formiranju emisije NO_x . Spomnimo se obratovalne točke T3 in kako je zgoden dvig temperature vplival na povišano vrednost emisije NO_x , čeprav je bila najvišja temperatura dosežena ob uporabi goriva D100, enako kot v primeru točke T10.

6.2.11 Obratovalna točka T11

Motor v tej točki dosega 178 Nm ob uporabi goriva D100, pri uporabi goriva B100 pa 174 Nm, rahel padec navora je v skladu s pričakovanji. Poraba goriva je znašala ob uporabi goriva D100 13.71 kg/h, ob uporabi goriva B100 pa 15.44 kg/h, kar je povečanje za 12%. Emisija saj se je pri uporabi goriva B100 znižala na 0.26 g/kWh, pri uporabi goriva D100 znašajo emisije saj 0.32 g/kWh. Pri uporabi goriva so se saje znižale za skoraj 20%. Emisija NO_x se je pri uporabi goriva B100 povečala in znaša 1189 ppm, pri gorivu D100 znaša 1065 ppm. To lahko pripišemo dejstvu, da je temperatura (Slika 6.37) zgorevanja nekoliko višja pri uporabi goriva B100 in to vodi do povečanja emisije NO_x. Emisija CO se je pri uporabi goriva B100 nekoliko povečala na 366 ppm, pri gorivu D100 znaša 321 ppm.



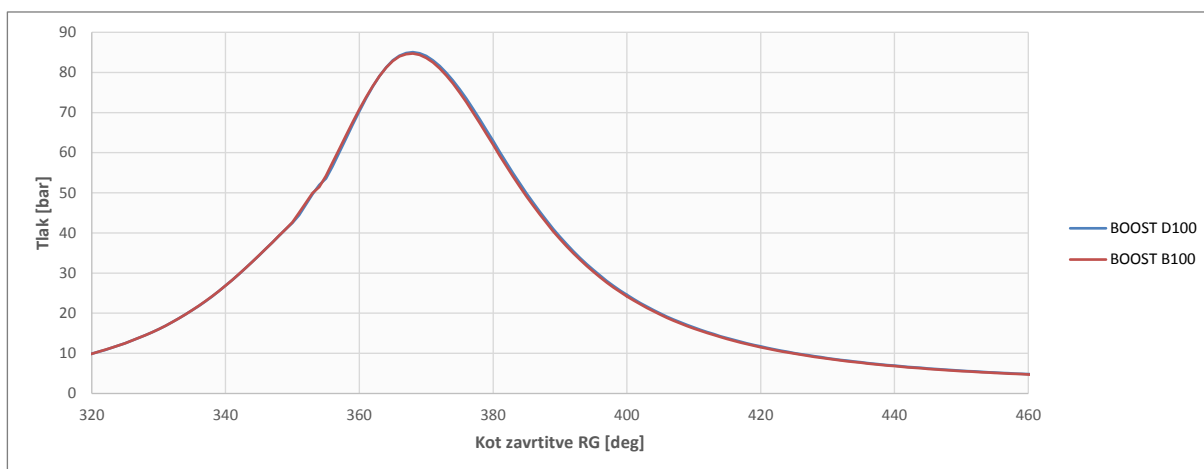
Slika 6.36: Potek tlaka T11



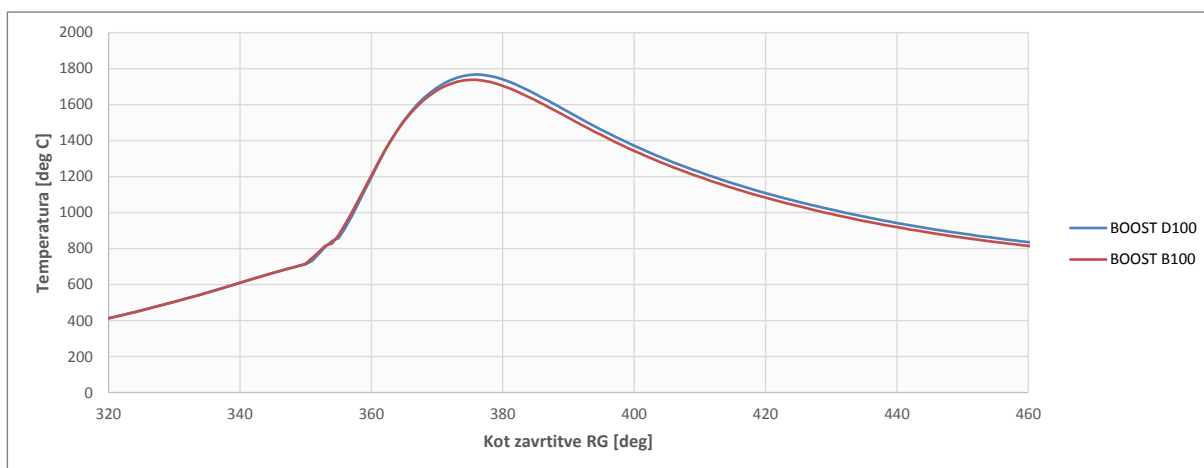
Slika 6.37: Potek temperature T11

6.2.12 Obratovalna točka T12

Navor motorja je dosegel v tej točki 523 Nm pri uporabi goriva D100, pri uporabi goriva B100 pa 505 Nm, kar pomeni zmanjšanje za dobre 3%. Poraba goriva se je dvignila pri B100 na 29.8 kg/h, pri uporabi D100 je znašala 26.89 kg/h, kar je povečanje za približno 10%. Emisije saj so upadle z 0.35 g/kWh na 0.32 g/kWh. Emisija NO_x je rahlo upadla na 2026 ppm, pri uporabi goriva D100 je znašala 2047, kar je praktično nespremenjeno stanje. Potek tlaka, ki je prikazan na Sliki 6.38, je praktično enak. Pri gorivu B100 je temperatura nekoliko nižja in to se odraža tudi v nekoliko nižji emisiji NO_x. Emisija CO znaša pri B100 183 ppm, pri D100 pa 184. Stanje se tukaj ni praktično nič spremenilo.



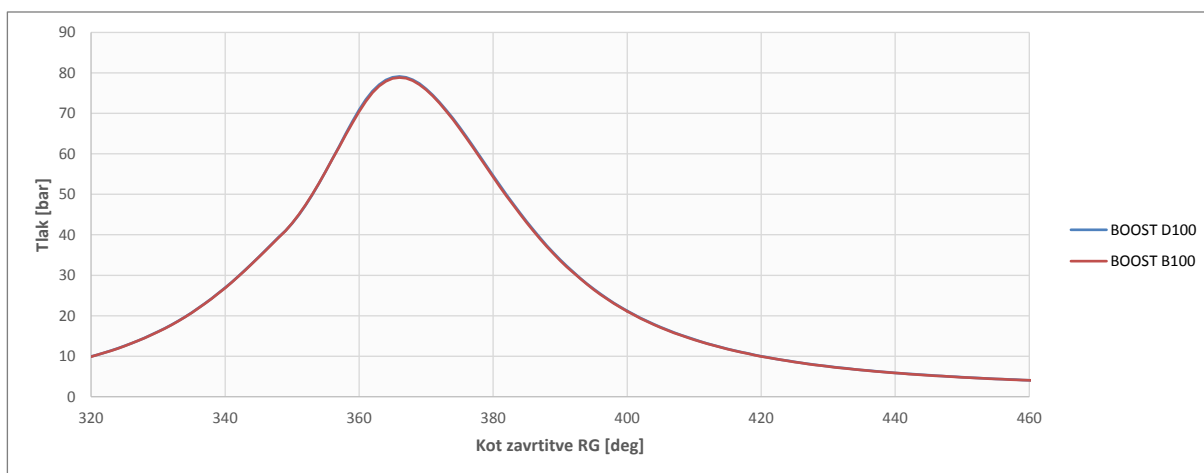
Slika 6.38: Potek tlaka T12



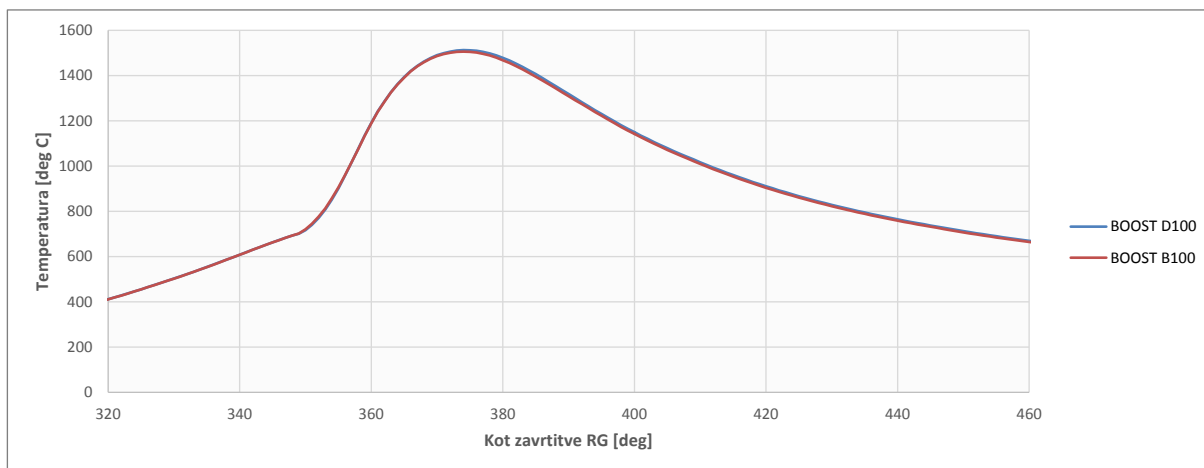
Slika 6.39: Pote temperature T12

6.2.13 Obratovalna točka T13

V obratovalni točki T13 je ujemanje med dizelskim in biodizelskim gorivom precej dobro. Večjih odstopanj ni za videt, tako pri tlaku kakor temperaturi. Poraba goriva se je ob uporabi goriva B100 zvišala za dobrih 13%, navor je padel iz 353 Nm na 347 Nm ob uporabi goriva B100. Na Sliki 6.41 je razvidno, da je temperatura zgorevanja pri obeh gorivih približno enaka, posledično so tudi emisije NO_x ostale na približno enakem nivoju in znašajo 1726 ppm za D100 in 1751 ppm za B100. Emisije CO so se rahlo zvišale pri uporabi B100 na 161 ppm, pri D100 so znašale 151 ppm. Proti pričakovanjem se je dvignila emisija saj z 0.19 g/kWh na 0.22 g/kWh.



Slika 6.40: Potek tlaka T13



Slika 6.41: Potek temperature T13

7 ZAKLJUČEK

7.1 Diskusija

Rezultati meritev in simulacije se ne ujemajo popolnoma in zato obstaja več razlogov. Kot pomemben faktor je tukaj sam fizikalni model, na katerem sloni preračun obravnavanega motorja. Model, predvsem 1D modeli, lahko zelo dobro opišejo hidrodinamično stanje motorja in proces zgorevanja ter sproščanja toplote. Na ta način dobimo dobro oceno osnovnih zmogljivostnih parametrov motorja in same porabe goriva. Napoved emisij je nekaj povsem drugega in je veliko bolj kompleksen problem, zato je tudi natančnost primerno nižja.

Razvoj motorja s pomočjo paketa AVL BOOST poteka na rahlo drugačen način kot je bil predstavljen v tej nalogi, posledično se dosegajo v realnosti zato tudi boljši rezultati. Na podlagi meritev, dobljenih iz testnega motorja, se naredi model BOOST motorja. Ta simulacijski model se ustrezno kalibrira. Vsak izmed modelov zgorevanja, ki je na voljo, ima kalibracijske parametre. S pomočjo teh parametrov se model kalibrira za različne obremenitve in vrtilne frekvence motorja. Potrebno je poiskati/kalibrirati parametre tako, da z istimi nastavitvami modela zgorevanja dobimo dobro ujemanje za celotno področje meritev in simulacije. Takrat lahko govorimo o dobri pripravi in kalibraciji modela, ki je ključnega pomena za nadaljnje delo. Ko je proces zgorevanja in sproščanja toplote pravilen, je potrebno definirati karakteristiko trenja motorja in njegovih pomožnih komponent. Na ta način zagotovimo, da imamo simulacijski model, ki se v vseh ključnih parametrih ujema s pravim/testnim motorjem.

Tako dobljen BOOST model služi nato kot naš virtualni testni motor, na katerem je potem možno preizkušati različne strategije kontrole motorja, analizirati vpliv določenih komponent (turbo polnilnik npr.), ali menjavo uporabljenega goriva na karakteristike motorja. Takšen potek je preizkušena metoda v industriji in je tudi razlog, zakaj se določeni simulacijski rezultati niso dobro ujemali in je prišlo do povečanja navora motorja, čeprav vemo, da se to ne zgodi v realnosti.

Brez ustrezno pripravljene simulacijskega modela ne moremo pričakovati natančnih rezultatov. Natančni rezultati lahko imajo tudi različen pomen. Velikokrat so rezultati že dobri, če nam nakažejo trend spremembe in ne absolutnih vrednosti. To je tista zadeva, kjer se prihrani na času, da se ne izvajajo nepotrebne raziskave, ki bi potrdile nekaj, kar lahko dosežemo z numerično simulacijo. Istočasno se je potrebno zavedati, da ni numerične simulacije brez velikega števila meritev in eksperimentov, s pomočjo katerih se pojave naučimo popisati dovolj natančno, da jih v prihodnje lahko analiziramo v virtualnem/simulacijskem svetu.

Po celotni analizi rezultatov vidimo, da so se emisije NO_x povečale na večini obratovalnih točkah. To je posledica zgodnjega sproščanja toplote in dviga temperature, kar pospeši nastanek emisije NO_x . Emisije saj so se znižale na večini obratovalnih točk, to lahko pripišemo dejstvu, da se obe gorivi (D100 in B100) razlikujeta po svoji kemijski sestavi. Gorivo B100 vsebuje več kisika, ki lahko reagira z molekulami dušika med zgorevanjem. To ima za posledico znižanje emisij saj in zvišanje emisij NO_x . Emisije CO so se na nekaterih točkah zvišale, na drugih pa znižale. Jasnega trenda se tukaj ne da napovedat samo na podlagi simulacije. Poraba se je na vseh točkah zvišala, navor je po večini manjši ob uporabi goriva B100.

7.2 Sklep

V splošnem lahko rečemo, da opravljene raziskave na motorjih potrjujejo rezultate simulacije med gorivoma D100 in B100. Navor se zmanjša, poraba goriva se nekoliko poveča, povečajo se tudi v splošnem vse emisije, razen emisije saj. To pripelje do zaključka, da se s simulacijo lahko napove, kakšen bo vpliv sprememb vrste goriva na proces zgorevanja in karakteristike motorja.

8 LITERATURA

- [1] B. Kegl, Osnove motorjev z notranjim zgorevanjem: Maribor, Fakulteta za strojništvo, 2006.
- [2] B. Kraut, Krautov strojniški priročnik 15. izdaja. Ljubljana: Littera picta, 2003.
- [3] Lešnik, Luka. Vpliv biogoriv na karakteristike toka goriva v vbrizgalni šobi: diplomsko delo. Maribor, 2010.
- [4] J. Magyar, Lastnosti biogoriv in njihov vpliv na karakteristike procesa vbrizgavanja: diplomsko delo. Maribor, 2009.
- [5] AVL, BOOST Theory. Graz, 2011
- [6] B. Kegl, "Effects of biodiesel on emission of a bus diesel engine," *ScienceDirect*, marec 2007
- [7] A. Hribernik, B. Kegl, " Influence of Biodiesel Fuel on the Combustion and Emission Formation in a Direct Injection (DI) Diesel Engine," *Energy & Fuels*, marec 2007
- [8] B. Grah, Vpliv goriv na karakteristike sodobnega dizelskega motorja: diplomsko delo. Maribor 2012