Analiza mogućnosti smanjenja emisija čađe i NOx na suvremenim sporohodnim dizelskim dvotaktnim motorima

Senčić, Tomislav

Doctoral thesis / Disertacija

2010

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:188:656081

Rights / Prava: Attribution 4.0 International/Imenovanje 4.0 međunarodna

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-20**

Image not found or type unknown

Repository / Repozitorij:

Repository of the University of Rijeka Library - SVKRI Repository

Image not found or type unknown

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

ANALIZA MOGUĆNOSTI SMANJENJA EMISIJA ČAĐE I NO_x NA SUVREMENIM SPOROHODNIM DIZELSKIM DVOTAKTNIM MOTORIMA

Doktorska disertacija

Tomislav Senčić

Rijeka, 2010.

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

ANALIZA MOGUĆNOSTI SMANJENJA EMISIJA ČAĐE I NO_x NA SUVREMENIM SPOROHODNIM DIZELSKIM DVOTAKTNIM MOTORIMA

Doktorska disertacija

Tomislav Senčić

Mentor: Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.
Komentor: Doc. dr. sc. Tomaž Katrašnik (FS, Univerza v Ljubljani)

Rijeka, 2010.

Sveučilište u Rijeci
TEHNIČKI FAKULTET
-Fakultetsko vijeće-
Klasa: 602-04/08-02/11
Ur. br.: 2170-57-43-08-15
Rijeka, 3. ožujka 2008.

Fakultetsko vijeće Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci, na svojoj 11. (11.) sjednici u akad. god. 2007./08./09./10., održanoj 29. veljače 2008., donijelo je sljedeću

ODLUKU

Sukladno izvješću Stručnog povjerenstva, u sastavu: red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing., izv. prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić, dipl. ing., doc. dr. sc. Tomaž Katrašnik (Fakulteta za strojništvo, Univerza v Ljubljani), te pozitivne ocjene teme doktorske disertacije, utvrđuje se da pristupnk ***Tomislav Senčić, dipl. ing.*** ispunjava Zakonom propisane uvjete za prijavu i izradu teme doktorske disertacije naslovljene:

„Analiza mogućnosti smanjenja čađe i NOx na suvremenim sporohodnim dizelskim dvotaktnim motorima"

Mentorom se imenuje red. prof. dr. sc. Vladimira Medicu, a komentorom doc. dr. sc. Tomaža Katrašnika (Fakulteta za strojništvo, Ljubljana).

Dekan

Prof. dr. sc. Tonči Mikac

Dostaviti:
1. Tomislav Senčić, dipl. ing.
2. Mentor, red. prof. dr. sc. Vladimir Medica
3. Komentor, doc. dr. sc. Tomaž Katrašnik
4. Služba studentske evidencije, ovdje
5. Pismohrana FV, ovdje

Sažetak

Smanjenje emisija dušikovih oksida i čađe uz povećanje stupnja djelovanja glavni su ciljevi kod razvoja suvremenih dizelskih motora. Proizvođači velikih brodskih motora razvijaju sustave koji omogućuju veliku fleksibilnost u radu i različite strategije koje omogućuju postizanje spomenutih ciljeva. U tu svrhu se osim mjerenja koriste kompjutorske simulacije. Za proračun tvorbe štetnih tvari najprikladnije su 3D numeričke simulacije. Veliki brodski motor specifičan je zbog svojih dimenzija, zbog goriva koje koristi, zbog smještaja rasprskača te zbog male brzine vrtnje.

U radu je razvijen model velikog brodskog motora pomoću OpenFOAM programskog kompleta alata. Ugrađen je model teškog goriva i model za čađu. Korigirani su parametri modela mlaza. Testiran je čitav raspon proračunskih mreža različitih karakteristika. Validacija je vršena na komori izgaranja konstantnog volumena, na vozilskom dizelskom motoru i konačno na velikom brodskom motoru.

Nakon što je postignuto zadovoljavajuće poklapanje s eksperimentalnim mjerenjima, izvršena je serija simulacija pri čemu su analizirane mogućnosti smanjenja emisija. Korištene su strategije smanjenja temperature ispirnog zraka, recirkulacije ispušnih plinova te alternativnih obrazaca ubrizgavanja. Nakon izvršene analize, sve testirane metode su se pokazale kao djelotvorne u smanjenju emisija štetnih tvari.

Abstract

The reduction of NOx and soot emissions are, beside the improvement of fuel efficiency, the main goals of the development of modern diesel engines. The manufacturers of large marine engines are developing systems that allow a great operation flexibility and different strategies that allow the mentioned goals. Except experimental measurements, the computer simulation is a tool that is used for this scope. 3D numerical simulations are the most appropriate for the calculation of the pollutants production. The large marine engines are specific for their size, for the fuel used, for the location of the injectors and for the small revolution rate.

In the present work a large marine engine model was developed with the OpenFOAM software toolbox. A heavy fuel oil and a soot model were built in. Spray model parameters were tuned. A set of different calculation meshes was tested. The model validation was performed on a constant volume combustion chamber, on an automotive diesel engine and finally on a large marine engine.

After a satisfactory matching with experimental measurements, a set of simulations was performed by which the possibility of emissions reduction was evaluated. The strategies of scavenging air temperature reduction, exhaust gas recirculation and alternative injection patterns were used. After the end of the analysis all the methods resulted in a reduction of pollutant emissions.

Predgovor

Ovaj rad je nastao kao rezultat zanimanja za 3D računarsku mehaniku fluida (CFD). Prvi susret sa računarskom mehanikom fluida primijenjenom na dizelskim motorima imao sam još za vrijeme dodiplomskog studija i obavljanja stručne prakse u razvojnom centru tvrtke Bosch u Stuttgartu. Osim vizualne atraktivnosti CFD analiza i mogućnosti koje pružaju, na ovo područje me je usmjerila činjenica da u grupi koja se bavi motorima kojoj pripadam nije bilo radova koji primjenjuju ovu tehniku. Htio sam omogućiti primjenu novog alata i jedan drukčiji pogled u procesu analize i razvoja motora. To se je poklopilo i s nabavkom programa KIVA pa su stvoreni uvjeti za učenje i razvijanje na ovom području. Tek nakon nekoliko godina sam došao u doticaj s programom OpenFOAM na koji sam se uskoro u potpunosti orijentirao zbog žive suradnje među korisnicima.

Na velike brodske motore sam se odlučio jer je na njih usmjeren program znanstvenih istraživanja na kojem sam zaposlen, jer se takvi motori proizvode u sklopu Hrvatske brodogradnje ali i zbog osobne strasti prema brodovima. Također mi je drago da se rad dotiče zaštite okoliša.

Posebno se želim zahvaliti mentoru red. prof. dr. sc. Vladimiru Medici na vođenju za vrijeme studija, na usmjeravanju kroz iscrpnu literaturu, na mnogim korisnim savjetima te na svoj podršci u dosadašnjem znanstvenom radu.

Također se zahvaljujem komentoru doc. dr. sc. Tomažu Katrašniku na korisnim savjetima i na prijateljskoj podršci i ohrabrenju.

Zahvaljujem se kolegi Ozrenu Bukovcu dipl. ing. na pomoći pri programiranju i debugiranju, na tumačenju filozofije C++ programskog jezika i na čarobnim rješenjima problema s Linux operativnim sustavom.

Zahvaljujem dr. sc. Tommasu Lucchiniju sa visokog tehničkog učilišta Politeccnico di Milano na najnovijim OpenFOAM bubliotekama i rješavačima te na odgovorima na ključna pitanja vezana uz OpenFOAM.

Zahvaljujem se osoblju Laboratorija za toplotne batne stroje pri Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani koji su me vrhunski ugostili na 4 mjeseca, uveli me u eksperimentalni dio istraživanja motora i omogućili rezultate mjerenja za provedbu validacije mojih simulacija.

Zahvaljujem se doc. dr. sc. Nikoli Račiću, Pomorski fakultet Sveučilišta u Splitu i dr. sc. Germanu Weisseru, Wärtsilä Switzerland Ltd koji su mi priskrbili potrebne tehničke detalje i rezultate mjerenja sporohodnih brodskih motora koji su bili osnova za validaciju numeričkih simulacija.

Želim zahvaliti i prof. dr. sc. Hrvoju Jasaku na vrlo poučnim i inspirativnim predavanjima i razgovorima.

Zahvaljujem i mnogim ostalim kolegama i suradnicima koji ovdje nisu pojedinačno spomenuti, a pomogli su mi na bilo koji način.

Dugujem zahvalnost i svojoj obitelji koja mi je omogućila obrazovanje i pružila podršku.

Autor

Sadržaj

1. Uvod ... 1
1.1 Sporohodni brodski motori ... 1
1.2 Emisije štetnih tvari kod sporohodnih brodskih dizelskih motora ... 4
1.3 Eksperimentalna i numerička istraživanja ... 12
1.4 Cilj istraživanja ... 14
1.5 Struktura rada ... 15

2. Pregled dosadašnjih istraživanja ... 17

3. Matematički model ... 21
3.1 Dizelski motor s unutarnjim izgaranjem ... 21
3.2 Zakoni očuvanja ... 24
3.3 Mlaz goriva ... 28
3.4 Isparivanje goriva ... 33
3.5 Svojstva goriva ... 35
3.6 Kemijske reakcije ... 37
3.7 Tvorba dušikovih oksida ... 41
3.8 Tvorba čađe ... 43
3.9 Numerička implementacija ... 49

4. Validacija modela ... 51
4.1 Numeričke simulacije mlaza goriva, izgaranja i tvorbe čađe u komori izgaranja konstantnog volumena Sandia National Laboratories ... 51
4.1.1 Opis komore i rubni uvjeti ... 52
4.1.2 Utjecaj gustoće i topologije mreže na kut i prodor mlaza ... 53
4.1.3 Utjecaj parametara mlaza ... 57
Koeficijent B1 ... 57
Koeficijent CBU ... 59
Koeficijent CRT ... 61
4.1.4 Odabir koeficijenata modela mlaza i validacija ... 62
4.1.5 Utjecaj svojstava goriva ... 64
4.1.6 Utjecaj promjene tlaka i temperature ... 67
4.1.7 Utjecaj sheme kemijskih reakcija ... 68
4.1.8 Model čađe ... 71
4.2 Numeričke Simulacije dizelskog motora MAN D 0826 LOH15 za pogon teretnog vozila ... 74
4.2.1 Opis motora ... 74
4.2.2 Utjecaj mreže ... 76
4.2.3 Utjecaj sheme kemijskih reakcija ... 79
4.2.4 Simulacija različitih radnih točaka ... 81
4.2.5 Utjecaj ubrizgane mase goriva ... 84

4.2.6 Utjecaj brzine vrtnje ... 85
4.2.8 Utjecaj kuta mlaza ... 86
4.2.9 Utjecaj strategije ubrizgavanja ... 88
4.3 **Zbirni komentari validacije modela** ... 92

5. Primjena modela na sporohodnom brodskom dvotaktnom motoru ... 95
5.1 **Opis motora** ... 95
5.2 **Odabir mreže za zatvoreni dio ciklusa** ... 97
5.2.1 Obuhvaćeni kut sektora cilindra (180°/360°) ... 97
5.2.2 Konfiguracija (Topologija/Struktura) mreže ... 97
5.2.3 Dimenzije ćelija ... 98
5.3 **Prilagođavanje modela mlaza za simulaciju velikog brodskog motora** ... 101
5.3.1 Početni promjer kapljica ... 102
5.3.2 Parametar modela mlaza B1 ... 105
5.4 **Utjecaj korištenog goriva** ... 108
5.5 **Utjecaj temperature ispirnog zraka** ... 113
5.6 **Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova (EGR)** ... 117
5.7 **Utjecaj strategije ubrizgavanja** ... 123
5.8 **Zbirni komentari primjene modela na brodskom motoru** ... 131

6. Zaključak ... 133

Literatura ... 137
Popis simbola ... 143
Popis indeksa ... 145
Popis kratica ... 146
Popis slika ... 148
Popis tablica ... 155
Dodak 1: NSRDS funkcije korištene u OpeanFOAM-u za modeliranje svojstava goriva ... 156
Dodak 2: NSRDS funkcije i koeficijenti korišteni za simulaciju svojstava teškog goriva ... 157
Dodak 3: Chemkin ulazna datoteka za shemu sa 15 sastojaka ... 158
Dodak 4: Svojstva goriva prilikom testiranja motora MAN 6S50MC ... 159

1. Uvod

1.1 Sporohodni brodski motori

Prvi dizelski motor patentirao je Rudolf Diesel 1892. godine. Prvi put dizelski motor predan je na uporabu 1897. godine u tvornici MAN (Maschinenfabrik Augsburg Nürnberg) u Augsburgu. Na brodove se dizelski motori počinju ugrađivati početkom 20. stoljeća. Tako je 1903. godine na tanker "Vandalj", na Kaspijskom jezeru ugrađen trocilindrični dizelski motor. Prvi pomorski brod s ugrađenim dizelskim motorom bio je brod "Vulkanus", građen 1910. godine u brodogradilištu Stork Werkspoor u Nizozemskoj, a 1912. godine izgrađen je u brodogradilištu "Burmeister & Wein" (B & W) u Kopenhagenu prvi prekooceanski brod «Selandia» od 7 400 brt. Od 20-ih godina 20. stoljeća započinje sve veća primjena dizelskih motora za pogon brodova [1]. Dizelski motori su od svojeg nastanka iskazali brojne prednosti. U prvom redu je to visoki stupanj djelovanja, radi kojeg su od svog nastanka po broju ugradnji istisnuli sve ostale pogonske strojeve kao što su parna turbina ili plinska turbina. Osim stupnja djelovanja dizelski motori odlikuju se i velikom pouzdanošću te mogućnošću korištenja manje kvalitetnih, a samim time i jeftinijih goriva.

Nakon drugog svjetskog rata, uslijed velikog napretka industrije i porasta potražnje za naftom, pojavljuje se potreba za velikim tankerima s pogonskim sustavima velikih snaga. U tom periodu (od 1965. do 1980.) dizelski motori ne pokrivaju takve snage (1965. godine do 21 000 kW, 1980. godine su pokrivali područje snage do 50 000 kW), pa parna turbina dobiva na važnosti kao pogonski sustav velike snage unatoč znatno manjem stupnju djelovanja. To je naročito izraženo između 1968. i 1972. uslijed izbijanja izraelsko-arapskog rata i zatvaranja Sueskog kanala i usmjeravanja transporta nafte oko Afrike.

Plinska turbina se kao pogonski sustav pojavljuje najprije na ratnim brodovima, a od 1947. i na nekim trgovačkim (tanker "Auris"). Međutim, unatoč razvoju, ona ne predstavlja ozbiljnu konkurenciju dizelskom motoru, u prvom redu radi manjeg stupnja djelovanja, a i zbog manje pouzdanosti te veće osjetljivosti na kvalitetu goriva. Plinska turbina opravdava svoju instalaciju jedino na nekim specijalnim plovilima kod kojih se zahtjeva mala masa, velika specifična snaga, velika brzina ili malen volumen pogonskog sustava te ako troškovi pogona nisu od presudne važnosti, kao što je to na primjer kod ratnih brodova.

Brodski pogon na nuklearnu energiju je također jedna od tehnologija koja je obećavala, međutim zbog problema koji se vezuju uz nju kao što su skladištenje nuklearnog otpada, opasnost od havarija velikih razmjera te snažnom otporu društva, uglavnom se je zadržala na vojnim i eksperimentalnim primjenama.

Osim ranije spomenutih prednosti, sporohodni brodski dizelski motori, zahvaljujući maloj brzini vrtnje, izravno pogone brodski vijak. Na taj način se izbjegavaju dodatni gubici, masa i kompleksnost koju bi imali uslijed ugradnje reduktora. Nadalje, odlikuje ih jednostavno održavanje koje se provodi samo s posadom broda. Zbog svih spomenutih razloga postepeno su potisnuli sve ostale pogonske sustave na velikim trgovačkim brodovima osim u rijetkim specijalnim slučajevima. 70-ih godina 20. stoljeća u Europi je djelovalo sedam najvećih proizvođača sporohodnih motora. To su bili: MAN, B&W, Sulzer, Fiat Grandi Motori, Stork, Gotaverken i Doxford [1]. Danas su u svijetu preostala samo 3: MAN (koji je kupio i jedno vrijeme imao u nazivu B&W), Wärtsilä koja je kupila poduzeće New Sulzer Diesel (ranije

Sulzer) te Mitsubishi. Sporohodni motori su se postupno razvijali čitavo 20. stoljeće. Danas ih odlikuju sljedeće karakteristike: zavarena konstrukcija kućišta motora i temeljne ploče, uzdužno ispiranje cilindra, centralno postavljeni ispušni ventil, prednabijanje turbopuhalom, korištenje teškog goriva, velik omjer hoda i promjera cilindra, stapni mehanizam s križnom glavom, stupanj djelovanja premašuje 0.5, specifična potrošnja goriva ispod 170 g/kWh, promjeri cilindra u rasponu od 0.35 do 1 m. Ako se promatra razvoj dvotaktnih sporohodnih motora u posljednjih 30 godina vidimo da je maksimalni tlak povećan sa 70 na 150 bara, srednji efektivni tlak sa 6 na 20 bara, brzina vrtnje je smanjena sa 120 na 50 okretaja u minuti.

Društveno-ekonomska situacija u svijetu uvjetuje premještanje proizvodnje u određene dijelove svijeta. Standard ubrzano raste u velikim državama poput Kine, Rusije i Indije te se povećava kupovna moć stanovništva. Sve to uvjetuje povećanu potrebu za brodskim transportom. Razvija se kontejnerski transport koji se odvija pomoću brodova koji su sve veći i sve brži. Potreba za energijom je općenito sve veća a dobiva se uglavnom izgaranjem fosilnih goriva. Čitavo društvo je suočeno s međusobno isprepletenim ekološkim, ekonomskim, političkim i klimatskim problemima. Nagađa se da se rezerve fosilnih goriva približavaju kraju ili se nalaze u politički nestabilnim područjima pa im cijena konstantno raste. Neki produkti izgaranja fosilnih goriva su ili toksični ili uzrokuju klimatske promjene. Unatoč tome, alternativni izvori energije zadovoljavaju samo simboličan udio potrebe za energijom. Opisana situacija uvjetuje razvoj dizelskih motora prema ciljevima kao što su povećanje specifične snage, povećanje stupnja djelovanja te smanjenje emisija štetnih tvari uz zadržavanje pouzdanosti.

Slika 1.1: Hamburg Express: kontejnerski brod 7 500 teu nosivosti, dužine 320 m, širine 43 m gaza 14,5 m, maksimalne brzine 25 čvora, istisnine 100 000 tdw [2], pogonjen dizelskim motorom snage 68 640 kW

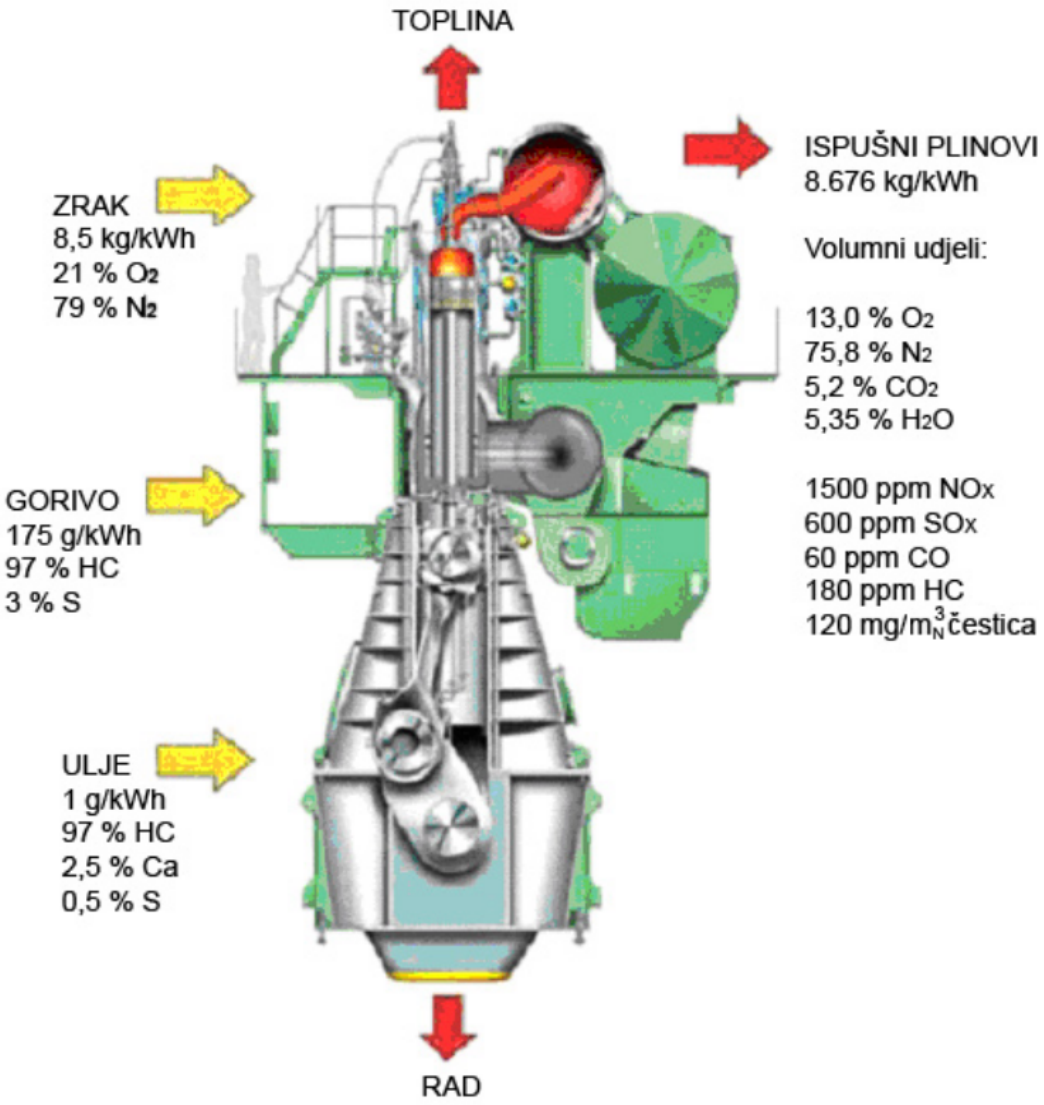
U posljednjem desetljeću 20. stoljeća, iz početka unutar vrlo dinamične automobilske industrije, na dizelskom motoru dolazi do inovacija koje dovode do osjetnog poboljšanja performansi. Razvijaju se novi materijali, sustavi prednabijanja, ali najznačajnija inovacija je "common rail" sustav ubrizgavanja goriva. Osim toga na automobilskim motorima se već duže vrijeme primjenjuju sustavi elektronskog upravljanja procesa i varijabilnog upravljanja ventilima. Vodeći svjetski proizvođači sporohodnih dizelskih motora razvili su nove serije motora koje imaju "common rail" sustav te elektronsko upravljanje ispušnim ventilom i ubrizgavanjem goriva. Tako Wärtsilä (Sulzer) razvija RT-flex seriju, a MAN ME seriju motora.

Slika 1.2: Prvi komercijalni motor MAN B&W ME serije, 7S50ME-C, snage 10 415 kW pri 120 min^{-1} [2]

1.2 Emisije štetnih tvari kod sporohodnih brodskih dizelskih motora

Produkti izgaranja goriva kod sporohodnog brodskog motora prikazani su s orijentacijskim udjelima na slici 1.3. Udjeli variraju ovisno o radnim uvjetima i o vrsti goriva.
Štetnim se mogu smatrati:

- ugljični dioksid (CO_2),
- ugljični monoksid (CO),
- neizgoreni ugljikovodici (HC),
- sumporni oksidi (SOx),
- dušikovi oksidi (NOx),
- čestice.



Slika 1.3: Emisija štetnih tvari kod sporohodnog dizelskog motora tipa MAN B&W serije MC [1]

Ugljični dioksid je zapravo neizbježan produkt izgaranja goriva na bazi ugljikovodika. To je plin bez boje i mirisa koji nije otrovan osim u postocima većim od 5% kada smanjuje koncentraciju kisika. Njegova štetnost se sastoji u činjenici da uzrokuje efekt staklenika. Smanjiti emisiju ugljičnog dioksida po jedinici proizvedenog mehaničkog rada je istovjetno povećanju stupnja djelovanja motora, a upravo to je jedan od glavnih ciljeva. To je ujedno i glavna prednost koja je uvjetovala veliku zastupljenost dizelskih motora.

Ugljični monoksid je produkt nepotpunog izgaranja goriva i u motoru nastaje uslijed nedostatka kisika ili nepotpunog miješanja zraka i goriva. To je plin bez boje, okusa i mirisa. Osim što sudjeluje u stvaranju smoga, vrlo je otrovan jer se veže na hemoglobin u crvenim krvnim zrncima radije nego kisik. U manjim koncentracijama uzrokuje probleme sa srcem dok u većim koncentracijama djeluje na centralni živčani sustav, uzrokuje probleme s vidom, smanjuje sposobnost učenja i okretnost. U koncentracijama većim od 1% je smrtonosan. Neizgoreni ugljikovodici (HC) nastaju kao produkt nepotpunog izgaranja goriva i ulja. Također su vrlo štetni za okoliš i zdravlje ljudi.

Kako dizelski motor radi uz veliki pretičak zraka, ugljični monoksid i neizgoreni ugljikovodici se uspješno eliminiraju, te kod ispravnog rada motora ne predstavljaju problem. Sumporni oksidi (SO_2 i SO_3) nastaju izgaranjem sumpora sadržanog u gorivu. Čestice sumpora u zraku smanjuju vidljivost te zajedno sa sumpornim dioksidom uzrokuju poteškoće u disanju i srčane probleme. Otapanjem u vlazi na sluznici kože stvaraju se kiseline koje iritiraju sluznicu te uzrokuju kašalj i pojačano lučenje suza. U reakciji s vodom i vodenom parom stvara se sumporasta (H_2SO_3) i sumporna (H_2SO_4) kiselina, koje uzrokuju pojavu kiselih kiša koje uništavaju šume. Emisija sumpornih oksida ovisi direktno o količini sumpora u gorivu. Problem je što je gorivo s manjim sadržajem sumpora skuplje. Sumporne okside moguće je ukloniti iz ispušnih plinova procesom ispiranja vodom u uređajima za pročišćavanje plina, ali to predstavlja veliku investiciju. Najefikasnije rješenje je korištenje goriva s manjim sadržajem sumpora propisano zakonom.

Pojam dušikovih oksida, koji se obično označava s NO_x, definira spoj dušika i kisika u različitim atomarnim omjerima. Kod izgaranja u dizelskom motoru emisija dušikovih oksida sastoji se najviše iz dušik(II)oksida (NO) ili dušikovog monoksida. Ovaj spoj je zastupljen s gotovo 90 % volumnim udjeom. Daljnji spoj je dušikov(IV)oksid (NO_2), koji je zastupljen s oko 5 %, a ostalo su: N_2O, N_2O_3, i N_2O_5, koji nastaju pri izgaranju u motoru u zanemarivim volumnim udjelima. Iako je u motoru pretežna tvorba dušikovog monoksida, pod atmosferskim uvjetima kao krajnje stanje kada su dovršene kemijske reakcije (kemijska ravnoteža) nastaje pretežno NO_2.

Dušikov monoksid (NO) je otrovan bezbojni plin. Njegovo djelovanje na čovjeka slično je djelovanju ugljičnog monoksida, koji ima vrlo veliki afinitet vezivanja na hemoglobin u krvi. Unosom dušikova monoksida u ljudsko tijelo remeti se transport kisika do stanica ljudskog tijela i sprječava razgradnja ugljikohidrata i masti.

Dušikov dioksid (NO_2) je smeđe crveni plin s jakim nadražujućim mirisom. Spada u jake krvne otrove. Rado se vezuje na hemoglobin i uvjetuje brzu oduzetost svih funkcija. Na razini stanica ljudskog organizma izaziva pad broja T-limfocita, pad imunoloških sposobnosti organizma, porast sklonosti oboljenjima od virusnih i bakterijskih infekcija, te promjene na makrofagima (stanice u plućima, koje imaju funkciju čišćenja pluća). Kod dužeg djelovanja

razara tkivo pluća i dovodi do smrti. Otprilike je četiri puta toksičniji od dušikova monoksida. Dok je maksimalna dopuštena koncentracija u radnom prostoru za ugljični monoksid (ugljik (II) oksid) 30 ppm, za dušikov dioksid (dušik (IV) oksid) je 3 ppm.

Dušikovi oksidi u troposferi sudjeluju u nastanku smoga [3]. Dušikov monoksid može reagirati i s peroksi-radikalima, jednadžba (1.1), i hidroksiradikalima (1.2), te tako konvertirati u dušikov dioksid (NO_2). U prisustvu OH radikala, iz dušikovog dioksida nastaje nitratna kiselina (1.3), koja u određenim uvjetima dovodi do nastanka kiselih kiša koje su naročito štetne za biljni svijet .

$$RO_2 + NO \rightarrow RO + NO_2 \quad (1.1)$$

$$HO_2 + NO \rightarrow OH + NO_2 \quad (1.2)$$

$$NO_2 + OH \rightarrow HNO_3 \quad (1.3)$$

Dušikovi oksidi mogu biti također uzročnici tvorbe ili uništenja ozona (O_3), odnosno kruga reakcija, kojeg neki autori nazivaju "vražjim krugom". Kako je ozon toksičan za čovjeka, proanalizirat će se i njegovo nastajanje. Dušikov monoksid nastao izgaranjem u motoru nestabilan je i lako prelazi u dušikov dioksid (NO_2). Uz sunčevu svjetlost, gdje je valna duljina svjetla $\lambda < 429$ nm, NO_2 se fotoelektrični ponovno pretvara u NO i atomarni kisik (1.4).

$$NO_2 \rightarrow NO + O \quad (1.4)$$

Atomarni kisik s molekulom kisika iz zraka spaja se u ozon, u prisustvu inertne molekule M (1.5):

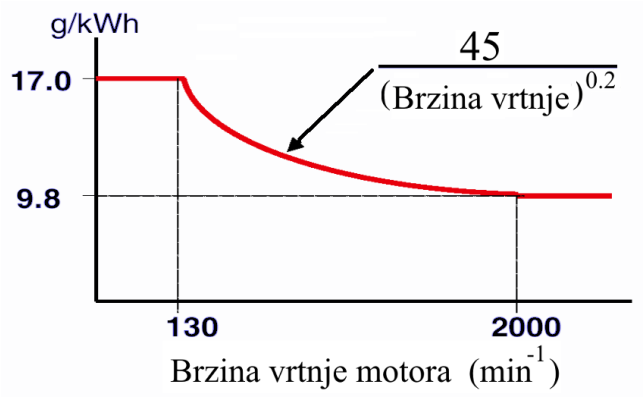
$$O + O_2 + M \rightarrow O_3 + M \quad (1.5)$$

Dušikov oksid nastao izgaranjem u motoru reagira s ozonom (O_3) na način (1.6):

$$NO + O_3 \rightarrow NO_2 + O_2 \quad (1.6)$$

Na taj se način opisani ciklus može ponavljati, uzrokujući tvorbu ili razgradnju ozona. Ozon na razini zemlje se uglavnom veže za respiratorne probleme. Razgradnja ozona u stratosferi smanjuje zaštitu od ultravioletnih zračenja što za posljedicu ima porast kožnih oboljenja.

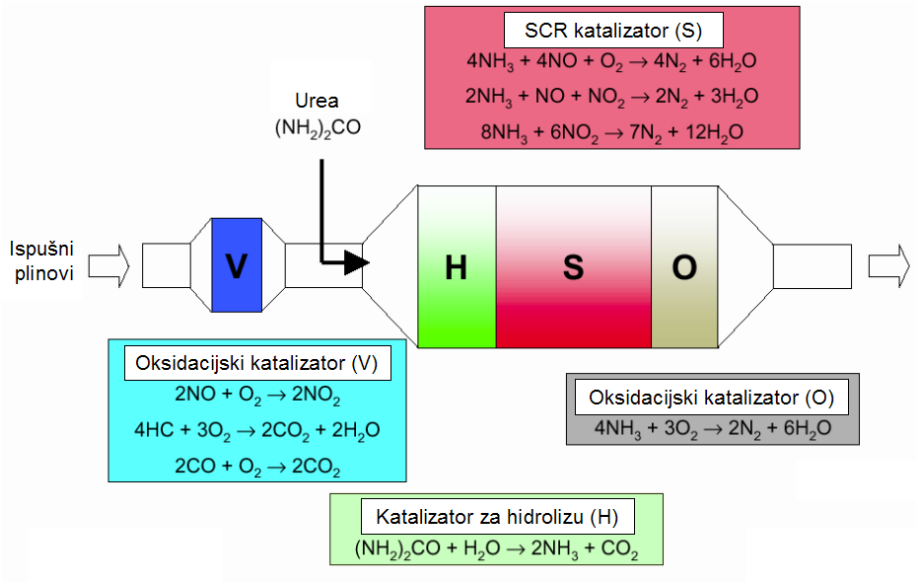
Iz navedenih razloga se zakonski ograničava emisija dušikovih oksida iz motora. Za cestovna vozila u Europi spominju se EURO 1 do EURO 5 norme. Što se tiče brodova, Međunarodna pomorska organizacija (IMO – International Maritime Organisation) je 1997. donijela "Međunarodnu konvenciju o prevenciji zagađenja iz brodova", poznatu još i kao MARPOL 73/78. Aneks VI ove konvencije glasi "Propisi za prevenciju zagađenja zraka iz brodova" te ograničava emisiju dušikovih oksida. Dopuštena količina dušikovih oksida iz brodova definirana je ovisno o brzini vrtnje motora na način prikazan na slici 1.4. Aneks VI je stupio na snagu 19. svibnja 2005. i retroaktivno vrijedi za sve nove motore sa snagom većom od 130 kW ugrađene na plovila i proizvedene počevši od 1. siječnja 2000. ili motore koji su imali veće popravke nakon toga datuma.



Slika 1.4: Zakonski propisana granična vrijednost emisije dušikovih oksida kod brodova

Smanjenje emisija dušikovih oksida postiže se različitim strategijama koje se mogu podijeliti na mjere koje primjenjujemo u cilindru te sprečavaju nastanak dušikovih oksida i na mjere koje primjenjujemo za naknadno smanjenje u ispušnim plinovima izvan motora. Kako visoka temperarutura izrazito ubrzava reakcije tvorbe dušikovih oksida, strategije koje se primjenjuju u cilindru su uglavnom usmjerene na obaranje temperature. U tu se svrhu koristi kasnije ubrizgavanje goriva, predubrizgavanje goriva, smanjenje temperature ispirnog zraka, recirkulacija ispušnih plinova te ubrizgavanje vode u cilindar ili u ispirni zrak.

Kao mjeru koja se primjenjuje za naknadno smanjenje sadržaja dušikovih oksida iz ispušnih plinova spomenuti ćemo selektivnu katalitičku redukciju (SCR – Selective Catalytic Reduction). To je proces kod kojeg se reducirajuća tvar (amonijak (NH_3) ili urea ($(NH_2)_2CO$)) dodaje struji ispušnih plinova. Reducirajuća tvar reagira s dušikovim oksidima i nastaje voda (H_2O) i molekularni dušik (N_2). Ovakav proces se odvija u posebnom katalizatoru na bazi vanadijevog pentoksida (V_2O_5) ili zeolita u posebnom poroznom sloju (washcoat).



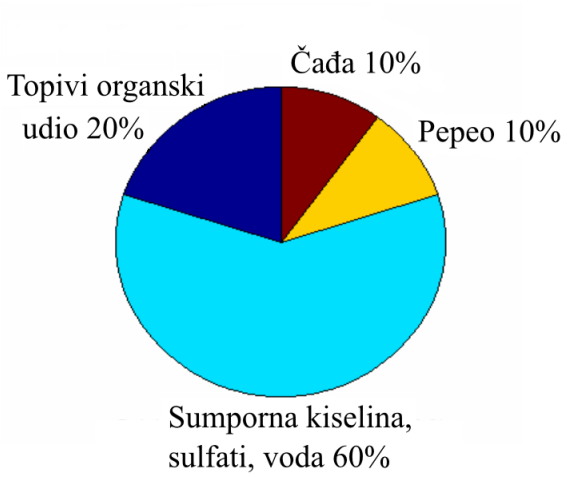
Slika 1.5: Shema djelovanja selektivnog katalitičkog reaktora za uklanjanje dušikovih oksida iz ispušnih plinova dizelskog motora [70]

Efikasan je samo u uskom temperaturnom području pa se iz tog razloga regulacija motora programira na način da se ispušni plinovi održavaju na potrebnoj temperaturi. Na slici 1.5 prikazana je shema ispušnog sustava s reakcijama koje se odvijaju u SCR katalizatoru. Ovakav sustav u praksi je, osim visokom cijenom, popraćen mnogim problemima, pa je efikasnije spriječiti sam nastanak dušikovih oksida tijekom procesa izgaranja u cilindru.

Čestice (PM - particulate matter) su kompleksna mješavina krutog ugljičnog materijala, neizgorenih ugljikovodika i anorganskih spojeva. Ponekad se sastav čestica u ispuhu iz dizelskog motora dijeli na topivi organski udio, anorganski udio i čađu. Topivi organski udio se uglavnom sastoji od neizgorenih ugljikovodika iz goriva i iz ulja za podmazivanje. Anorganski udio sastoji se uglavnom od sumporne kiseline, kondenziranih sulfata, vode, pepela, ostataka aditiva i habanja. Na anorganski udio nemoguće je utjecati vođenjem procesa izgaranja, već on direktno ovisi o svojstvima goriva i mazivog ulja od kojih su najznačajnija sadržaj sumpora i pepela te aditiva. Čađa je produkt nepotpunog izgaranja goriva i sastoji se uglavnom od trodimenzionalnih ugljičnih struktura. Čađa može biti natopljena neizgorenim ugljikovodicima. Udjeli pojedinih sastojaka u česticama variraju jer ovise o vrsti motora, opterećenju, korištenom gorivu ali i o načinu mjerenja. Ipak moguće je pronaći orijentacijske vrijednosti za dizelski motor pogonjen teškim gorivom, slika 1.6 [4]:

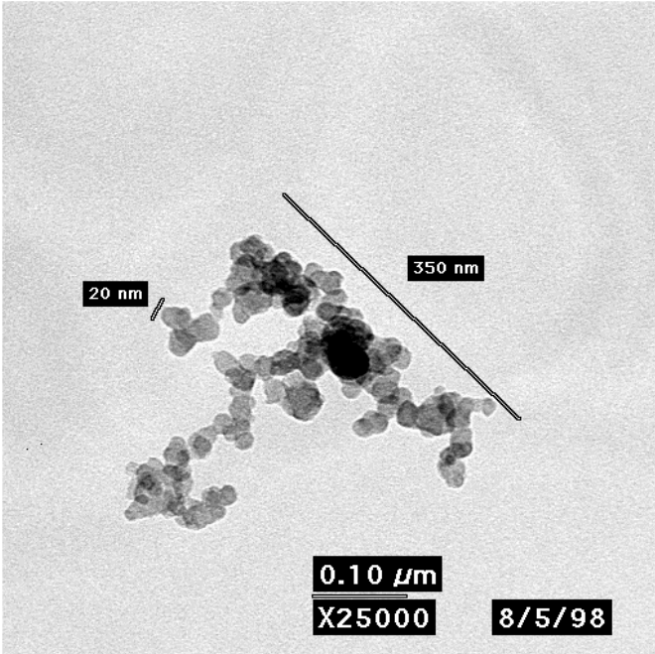
- čađa: 10 - 30%
- sumporna kiselina (H_2SO_4): 40-60%
- pepeo: 10-20%
- topivi organski udio: 10-20%

To znači da oko 50-70% mase čestica ovisi direktno o kvaliteti goriva i na taj se udio ne može utjecati načinom vođenja procesa ili poboljšanjem tehnologije. Može se utjecati samo na preostali dio od 30-50%. Kod motora koji koriste lako dizelsko gorivo ovi su udjeli znatno različiti jer kod njih gotovo da nema anorganskog udjela pa se udio čestica na koji se može utjecati približava 100%. Za očekivat je da će u budućnosti biti sve stroži propisi kako za ograničavanje emisije čestica tako i o kvaliteti goriva. U tom kontekstu važno je proučavati dio na koji je moguće utjecati načinom vođenja procesa.

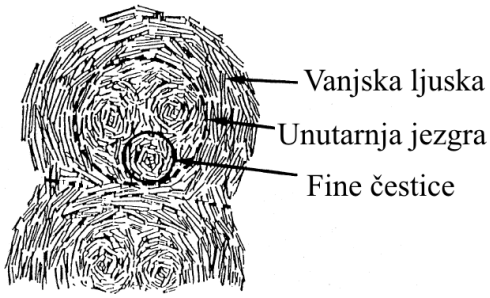


Slika 1.6: Primjer udjela sastojaka kod čestica iz ispušnih plinova sporohodnih dizelskih brodskih motora [4]

Čađa promatrana elektronskim mikroskopom izgleda kao skupina osnovnih čestica koje su približno sferične koje se vežu u lančane strukture ili u grozdove, slika 1.7 [3]. Promjer osnovnih sferičnih čestica variraju od 10 do 80 nm ali su najčešće između 15 i 30 nm [5]. Osnovne čestice sadrže 10^5 - 10^6 atoma ugljika, te se ponekad nazivaju primarne čestice. Nakupine se sastoje od nekoliko desetaka do nekoliko stotina primarnih čestica, te se ponekad nazivaju sekundarne čestice. Kada se još detaljnije promatraju primarne čestice, može se uočiti da su na površini sastavljene od brojnih koncentričnih slojeva. Slojevi se sastoje od međusobno povezanih heksagonalnih struktura sastavljenih od atoma ugljika. Ovakva slojevita struktura je relativno kruta i stabilna pa tvori svojevrsnu ljusku. Unutarnji dio čestice (jezgra) sastoji se od sferičnih ugljičnih struktura koje su kemijski i strukturno manje stabilne, slika 1.8 [3]. Po kemijskom sastavu, čestice čađe se sastoje uglavnom od atoma ugljika (preko 90%), dok se u tragovima mogu pronaći i kisik, vodik, dušik te sumpor.



Slika 1.7: Čađa promatrana elektronskim mikroskopom [3]

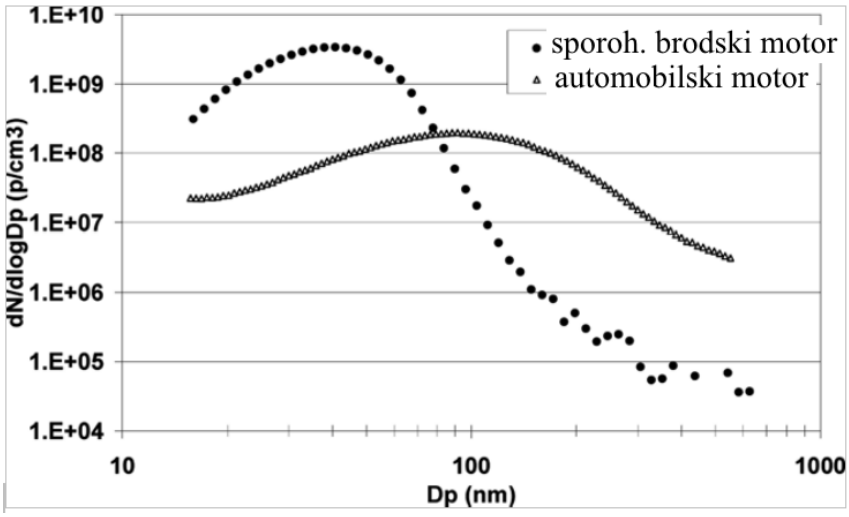


Slika 1.8: Struktura primarne čestice čađe [3]

Dimenzije čestica kreću se u rasponu od do oko 15 nm do oko 600 nm. Prevladavajuće dimenzije ovise o mnogo faktora te se razlikuju kod različitih vrsta motora. Prema nekim istraživanjima [6] kod sporohodnih brodskih motora nastaje više sitnih čestica, dok su kod automobilskih motora najbrojnije nešto veće čestice, slika 1.9.

Osim što je vrlo ružno vidjeti kako iz dimnjaka broda izlazi dim, a u nekim se zemljama to i novčano sankcionira, čađa iz motora može uzrokovati razne poteškoće. Sitne čestice promjera manjeg od 10 μm (PM_{10}) u atmosferi povezuju se s kroničnim plućnim oboljenjima, rakom pluća, srčanim smetnjama, influencom, astmom i porastom smrtnosti. Neka istraživanja svjedoče kako su ove posljedice više povezane sa sitnijim česticama promjera manjeg od 2.5 μm ($PM_{2.5}$) ili čak 0.1 μm ($PM_{0.1}$) jer ovakve čestice mogu prodrijeti dublje u pluća te direktno u krvotok. Štetnost čađe se također pripisuje činjenici da je često natopljena kancerogenim policikličkim aromatskim ugljikovodicima (PAH). Nadalje, čađa se uslijed taloženja u ispušnim kolektorima i kanalima može zapaliti i tako izazvati havariju. Ona onečišćuje površine i smanjuje vidljivost. Osim štetnosti za zdravlje, tvorba čađe smanjuje efikasnost motora jer se uslijed prijenosa topline zračenjem s čađe na stijenke motora smanjuje temperatura i tlak plinova u cilindru. Ova pojava nije zanemariva i prema [5] iznosi 20-35% ukupnog prijenosa topline. Osim toga, kemijska energija se iz goriva ne iskoristi u potpunosti radi nastanka čađe.

Čađa se odstranjuje iz ispušnih plinova akumulacijskim ili oksidacijskim filterima. Međutim, kako zakon ne ograničava emisiju čađe iz sporohodnih brodskih motora, ovakvi se sustavi koriste uglavnom samo na suvremenim vozilskim motorima. Kao i za dušikove okside, stvaranje čađe se može ograničiti ispravnim vođenjem procesa izgaranja u cilindru.

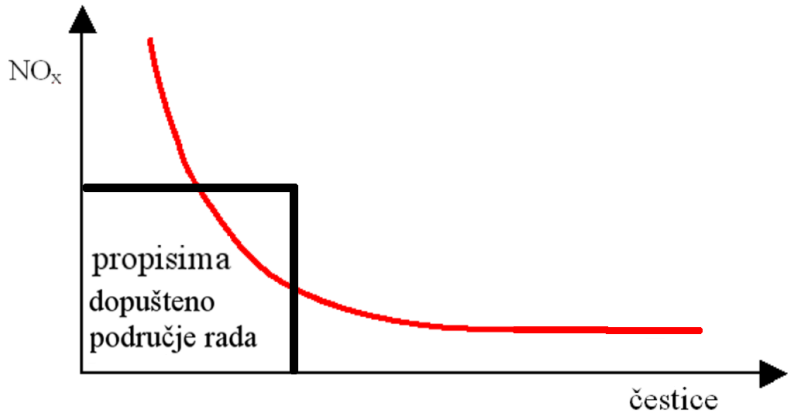


Slika 1.9: Raspodjela promjera čestica kod sporohodnog brodskog motora i kod automobilskog motora [6]

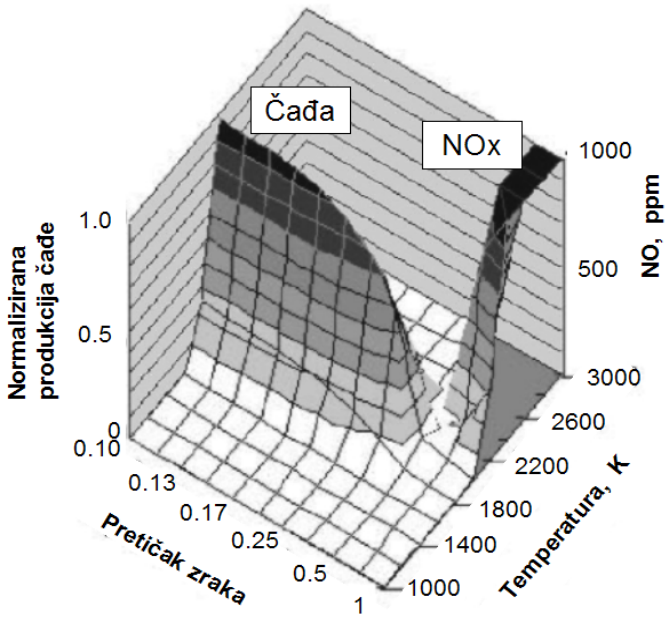
Potrebno je još naglasiti da nije moguće voditi proces na način da se maksimalno izbjegne stvaranje samo dušikovih oksida ili samo čađe, jer bi to dovelo do povećanja stvaranja drugih štetnih tvari. Zbog toga se kod smanjenja emisije štetnih tvari kod dizelskih motora govori o liniji kompromisa. Motor smije raditi samo u dopuštenom području što se tiče emisija (slika 1.10). Pretjerano smanjenje temperature dovodi do nepotpunog izgaranja i povećanja emisije

neizgorenih ugljikovodika i čađe te do povećanja potrošnje goriva. Smanjenje pretička zraka dovodi do povećanja emisije čađe. Povećanje temperature uz veliki pretičak zraka pospješuje tvorbu dušikovih oksida (slika 1.11). Dizelski motor radi uvijek s pretičkom zraka iznad 1.3. Međutim u cilindru, neposredno nakon ubrizgavanja, za vrijeme isparavanja goriva, lokalno postoje područja s čitavim rasponom pretička zraka, od 0 (čisto gorivo, kapljica) do beskonačno (čisti zrak).

Može se zaključiti kako je potrebno postići kompromis u vođenju procesa kako bi se zadovoljila što niža emisija svih štetnih sastojaka uz zadržavanje niske potrošnje goriva, a to je upravo cilj ovog rada.



Slika 1.10: Linija kompromisa između tvorbe dušikovih oksida i čađe

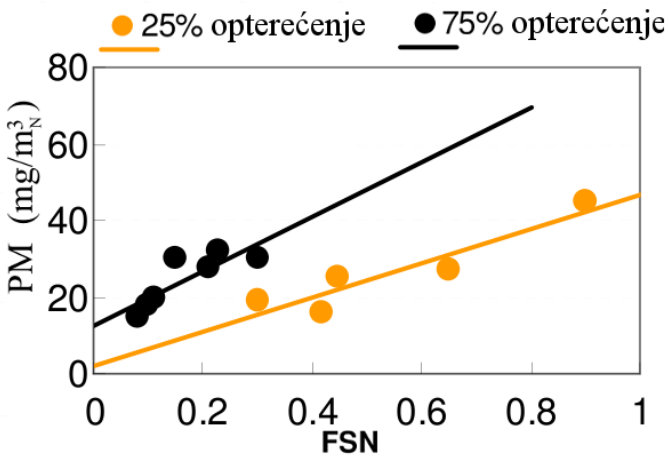


Slika 1.11: Područja uvjeta nastanka čađe i dušikovih oksida pri izgaranju u motoru s unutarnjim izgaranjem

1.3 Eksperimentalna i numerička istraživanja

Jedno od klasičnih eksperimentalnih mjerenja na motoru je takozvano kočenje motora. U tu se svrhu motor na postolju u laboratorijskim uvjetima spoji na uređaj koji koči pogonsko vratilo i na taj način simulira otpor kakav bi motor imao u uvjetima eksploatacije. Mjeri se moment i brzina vrtnje te se na taj način može izračunati snaga motora. Osim ovih osnovnih veličina mjere se i tlak u cilindru (indiciranje), temperature i tlakovi radnih tekućina, potrošnja goriva i ulja, protok zraka, emisija štetnih sastojaka među kojima i dušikovi oksidi te čađa. Prednost ovakvog mjerenja je ta što omogućuje dobru kontrolu nad procesom te se mogu precizno zadati i izmjeriti parametri. Ove veličine je moguće mjeriti i u uvjetima eksploatacije (na vozilu). U tom je slučaju ipak nešto slabija kontrola parametara, ali su uvjeti sasvim realni. Mjerenje emisija na ovakav način zove se mjerenje izlaznih emisija (engine out emissions) jer se mjere plinovi koji kroz ispuh izlaze iz motora. Sadržaj dušikovih oksida se mjeri kemijskom analizom uzorka plina. Najčešće mjerne jedinice su ppm, g/km za vozila, g/kWh, g/m^3, g/m_n^3, g/kg_{goriva}. Sadržaj čađe se mjeri na nekoliko načina: optičkim metodama na način da mjeri se propusnost dima za svjetlost, stavljanjem filter papira na određeno vrijeme u struju ispušnih plinova pa usporedbom zacrnjenja s uzorcima, ili mjerenjem mase koja se nataloži u filteru nakon određenog vremena (gravimetrijske metode). Neke od normi koje propisuju metode za mjerenje čađe su ISO 9096, VDI 2066 i ISO 8178-1. Osim spomenutih mjernih jedinica, jedinice specifične za čađu su još i BSU (Bosch Smoke Units), HSU (Hartrige Smoke Units) te postotak zacrnjenja, ovisno o promjeru dimnjaka. Škifić [7] navodi nekoliko korelacija između dimne vrijednosti u BSU i koncentracije čađe u mg/m^3. Također se koristi jedinica FSN (Filter Smoke Number). Ne postoji univerzalna korelacija između FSN i masene koncentracije čađe, te korelacijske krivulje ovise o vrsti motora, opterećenju i korištenom gorivu. Slika 1.12 [4] prikazuje dvije korelacijske linije dobivene na osnovi mjerenja emisije čestica za dva različita opterećenja motora. Proizvođač mjernog uređaja navodi korelacijsku funciju (1.7) [8]:

$$[mg/m^3] = \frac{1}{0.405} 4.95\, FSN \cdot e^{0.38\, FSN} \quad . \qquad (1.7)$$



Slika 1.12: Korelacija između masene koncentracije čestica (PM) i jedinice crnoće ispuha FSN [4]

Prednost kod ovakvih mjerenja je što se radi o stvarnim radnim uvjetima čitavog motora. Međutim, kod ovakvih mjerenja izostaje uvid u detalje fizičkih i kemijskih procesa koji uvjetuju nastanak produkata izgaranja. Osim toga, teško je izolirati utjecajne parametre kao što su polje brzina u kompleksnoj geometriji cilindra, lokalni sastav plina, lokalna temperatura, trenutni tlak i intenzitet turbulencije. Da bi se doskočilo ovom problemu i dobilo bolji uvid u procese koji prate ubrizgavanje, raspad mlaza, isparavanje goriva, upaljivanje smjese, izgaranje i nastanak produkata primjenjuju se ispitivanja na komori izgaranja konstantnog volumena [9]-[12]. Ovakve komore imaju optički pristup koji omogućuju snimanje procesa, mjerenje optičkim metodama te potpunu kontrolu ubrizgavanja, sastava plina, tlaka i temperature. Ove metode mjerenja daju detaljan uvid u procese, ali izostavljaju utjecaj specifičnosti cilindra motora kao što su karakteristični oblik, promjena volumena i polje brzina i temperatura.

Kako bi se zaobišli problemi kod prethodnih metoda mjerenja razvijeni su takozvani motori s optičkim pristupom unutrašnjosti cilindra (optical engine). Tako su nazvani iz razloga što klip ili cilindar imaju na sebi prozorčić od kvarcnog stakla te je na taj način omogućen optički pristup unutrašnjosti cilindra za vrijeme rada motora. Na taj je način omogućeno promatranje, snimanje i mjerenje optičkim metodama procesa raspada mlaza, izgaranja i tvorbe polutanata u realnim uvjetima strujanja, tlaka, temperature i sastava kao na običnom, potpuno metalnom motoru. Tako je omogućeno bolje razumijevanje procesa te validacija rezultata numeričkih simulacija procesa u cilindru motora. Međutim, rezultati ovakvih mjerenja se ponekad osporavaju jer se razlikuju od onih postignutih na potpuno metalnim motorima. Kako bi se omogućio optički pristup pribjegava se pojednostavljenoj geometriji čela klipa, koristi se jednokomponentno gorivo zbog ograničenja povezanih s laserskim metodama mjerenja, koriste se nestandardni prstenovi kako bi motor mogao raditi bez podmazivanja što rezultira manjim stupnjem kompresije [13].

Paralelno s eksperimentalnim metodama, nagli razvoj računala uvjetuje razvoj numeričkih metoda. Među jednostavnije modele mogu se svrstati nultodimenzijski modeli (0D). Temelje se na zakonima očuvanja i zakonima termodinamike. Kod ovakvih modela čitav cilindar predstavljen je jednim kontrolnim volumenom. Prednosti ovakvog modela su brzina i jednostavnost te je moguće analizirati čitav sustav koji obuhvaća cilindre, opremu za ubrizgavanje, opremu za prednabijanje i trošila. Nedostatak ovih modela je činjenica da se cilindar promatra kao jedan volumen, pa nedostaju detalji potrebni za ozbiljnije proračune tvorbe štetnih tvari kao što su dušikovi oksidi i čađa. Stoga se krajem prošlog stoljeća razvijaju fenomenološki ili kvazidimenzijski modeli (QD) kod kojih se cilindarski prostor zamjenjuje s dvije ili više zona (npr. područje svježe smjese i područje produkata izgaranja) [14]. Sljedeću razinu čine još detaljniji modeli koji ne sadrži samo jednu zonu produkata izgaranja, već dok god traje izgaranje nastaju jedna za drugom zone, svaka sa svojom temperaturom i sastavom. Ovakvi modeli omogućuju i proračun tvorbe štetnih sastojaka ali ne nude prostornu sliku pojava u cilindru.

Računalna mehanika fluida (CFD - Computational Fluid Dynamics) je metoda koja omogućuje još detaljnije proračune procesa u motoru. Naime kod ovakvih proračuna čitav volumen cilindra je podijeljen na mrežu kontrolnih volumena. Osim zakona očuvanja mase, zakona očuvanja energije i termodinamičkih jednadžbi stanja, za opis stanja u pojedinim volumenima koriste se još i jednadžbe očuvanja količine gibanja. Na taj način dobiva se prostorna rezolucija koja omogućuje praćenje lokalnih vrijednosti tlaka, temperature, sastava i

brzine koje su ključne kako bi se precizno računale kemijske reakcije izgaranja i tvorbe polutanata. Ubrizgavanje, raspad mlaza, isparavanje goriva, turbulencija, tvorba čađe i još neki procesi mogu biti praćeni zasebnim modelima.

Općenito se o računalnim simulacijama može reći da omogućuju detaljniji uvid te širu sliku procesa u motoru. Znatno ubrzavaju i pojeftinjuju razvoj. Međutim zahtijevaju veliko iskustvo i snažno uporište u eksperimentalnim podacima, bilo za namještanje početnih i rubnih uvjeta, bilo za validaciju rezultata. Može se zaključiti kako se u istraživanju motora koriste brojne eksperimentalne i numeričke metode. Svaka od njih ima svoje prednosti i nedostatke. Niti jedna nije značajnija od drugih već se najbolji uvid i razumijevanje procesa postiže upravo sinergijskom primjenom različitih metoda.

1.4 Cilj istraživanja

Cilj ovog istraživanja je razvoj modela za 3D numeričku simulaciju procesa i tvorbu čađe i dušikovih oksida u sporohodnom dvotaktnom brodskom motoru. Kako bi se postigao taj cilj potrebno je ovladati postojećim modelima i njihovim parametrima kakvi se primjenjuju prilikom simulacije ubrizgavanja, raspada mlaza, isparavanja goriva, izgaranja i tvorbe polutanata u komori izgaranja konstantnog volumena te u konvencionalnom brzohodnom dizelskom motoru. U tu svrhu koriste se početni i rubni uvjeti te rezultati mjerenja iz dva izvora. Za razvoj modela i validaciju rezultata na komori izgaranja konstantnog volumena koriste se eksperimenti provedeni u Sandia National Laboratories na Sandia komori izgaranja. Za razvoj modela na dizelskom motoru koriste se rezultati mjerenja provedenih u Laboratoriju za toplotne batne stroje Fakultete za Strojništvo Univerze v Ljubljani. Potrebno je primijeniti modele, izvršiti validaciju usporedbom sa spomenutim eksperimentalnim rezultatima i provesti varijaciju i odabir osnovnih parametara modela.

Sporohodni dvotaktni brodski motor ima neke specifičnosti koje predstavljaju stanoviti problem kod modeliranja kao što su red veličine (dimenzije), korišteno gorivo, smještaj rasprskača za gorivo te brzina vrtnje. Cilj je primijeniti i modificirati postojeće te razviti nove modele kako bi se obuhvatio utjecaj tih specifičnosti.

Nakon validacije modela usporedbom s eksperimentalnim rezultatima provodi se varijacija parametara u svrhu analize mogućnosti smanjenja emisija čađe i NO_x na suvremenim sporohodnim dvotaktnim dizelskim motorima.

1.5 Struktura rada

Ovaj rad je podjeljen u nekoliko međusobno povezanih cjelina koje omogućuju stvaranje slike problema i tijek razmišljanja koji vodi ka njegovu rješavanju.

U prvom, uvodnom dijelu, ukratko je prikazan razvoj sporohodnih brodskih motora te je naznačen njihov značaj u današnjem društvu. Nabrojani su štetni produkti izgaranja u ispušnim plinovima dizelskog motora te je ukratko opisan njihov nastanak. Objašnjen je razlog njihove štetnosti za okoliš i način sprječavanja njihovih emisija. Spomenute su i zakonske regulative koje reguliraju emisije pojedinih štetnih sastojaka. U prvom su dijelu opisane i eksperimentalne i računske metode koje se primjenjuju u istraživanju dizelskih motora te je objašnjen cilj ovog istraživanja.

Drugi dio iznosi pregled literature i dosadašnjih istraživanja koja su doprinijela prilikom rješavanja ove interdisciplinarne teme.

Treći dio prikazuje teorijski opis fizikalnih i kemijskih procesa koji utječu na tvorbu polutanata u motoru te iznosi matematičke modele koji su razvijeni kako bi ih opisali. Tu su iznesene osnove zakonitosti za proračun motora s unutarnjim izgaranjem, zakoni očuvanja, modeli mlaza goriva, modeli isparavanja, kemijske reakcije, modeli tvorbe dušikovih oksida te tvorbe čađe.

Četvrti dio opisuje numeričke simulacije komore izgaranja konstantnog volumena i simulacije brzohodnog dizelskog motora. Opisani su početni i rubni uvjeti, parametri koji su varirani te su izneseni i komentirani rezultati. Izvršen je odabir parametara modela. U ovom dijelu je izvršena validacija razvijenih modela.

U petom dijelu prelazi se na simulacije sporohodnog brodskog motora. Izvedeno je dodatno uštimavanje parametara s obzirom na specifičnosti motora te je izvršena validacija. Nakon toga su varirani početni parametri u svrhu provjere teze rada, odnosno smanjenja emisija čađe i dušikovih oksida.

U šestoj cjelini su još jednom prokomentirani rezultati iz šire perspektive.

Sedma cjelina sastoji se od zaključaka koji su doneseni na temelju simulacija i mogućih smjernica za daljnji rad.

Na kraju nalaze se još popis literature, popis simbola i indeksa, popis korištenih kratica, popis slika i popis tablica.

2. Pregled dosadašnjih istraživanja

Znanost o motorima je izrazito interdisciplinaran predmet, pa stoga i popratna literatura obuhvaća razna područja. Osim motora u užem smislu, potrebne su i spoznaje o termodinamici, mehanici fluida, kemiji, dinamici, čvrstoći, tribologiji i mnogim drugim područjima.

Heywood je napisao knjigu [5] koja obuhvaća sve temeljne aspekte motora s unutarnjim izgaranjem te se smatra nezaobilaznim djelom za uvod u bavljenje motorima.

Prvi proračuni i simulacije procesa u motoru pojavljuju se 60-tih godina prošlog stoljeća [15], [16],[17]. Recentniji radovi temeljeni na nultodimenzionalnim simulacijama motora su [18] i [19]. Kod ovakvih modela čitav cilindar predstavlja jedan kontrolni volumen. Prednosti ovakvog modela su brzina i jednostavnost te je moguće analizirati čitav sustav koji obuhvaća cilindre, opremu za ubrizgavanje, opremu za prednabijanje i trošila. Katrašnik [20] je sličan model proširio na način da je u analizu uključio utjecaj valnih pojava u cijevima preko jednodimenzijskog modela. Račić [21] je sličan model primijenio na sporohodni dvotaktni brodski motor u otežanim radnim uvjetima. Nedostatak ovih modela je činjenica da se cilindar promatra kao jedan volumen, pa nedostaje detaljnost potrebna za ozbiljnije proračune tvorbe štetnih tvari kao što su dušikovi oksidi i čađa. Stoga se 90-tih godina prošlog stoljeća razvijaju fenomenološki ili kvazidimenzionalni modeli kod kojih se cilindarski prostor zamjenjuje s dvije ili više zona (npr. područje svježe smjese i područje produkata izgaranja) [14], [7]. Papadopoulos [22] razvija još detaljniji model koji ne sadrži samo jednu zonu produkata izgaranja već dok god traje izgaranje nastaju jedna za drugom zone svaka sa svojom temperaturom i sastavom. Stiesch [23] pomoću ovakvog modela vrlo uspješno simulira emisiju dušikovih oksida i čađe.

Računarska mehanika fluida primjenom konačnih volumena kao metoda rješavanja problema iz mehanike fluida i termodinamike razvija se paralelno [24] te se profilira kao zasebna grana [25], [26]. Prve primjene na motorima s unutarnjim izgaranjem pojavljuju se krajem 70-ih godina prošlog stoljeća [27], [28]. Ovakvim pristupom moguće je preciznije računati tvorbu štetnih sastojaka jer se dobiva detaljna prostorna raspodjela temperatura i sastava. Međutim u ovakvim simulacijama potrebno je riješiti čitav niz problema kao što su proračunska domena promjenjive geometrije, proračun tekuće faze (mlaz goriva kod dizelskih motora), nepostojanje detaljnih eksperimentalnih mjerenja te veliki zahtjevi za kompjuterskim resursima. Do velikog napretka kod CFD analize motora s unutarnjim izgaranjem dolazi kada Amsden i suradnici sredinom 80-tih godina prošlog stoljeća razvijaju programa KIVA [29], [30], [31], [32] pri institutu Los Alamos National Laboratories. Program sadrži modele mlaza, turbulencije, kemijsku kinetiku, gibanje mreže a u posljednjim verzijama i podršku za ventile motora. Kako je bio distribuiran s izvornim kodom nudio je veliku fleksibilnost te je zaživio u akademskim krugovima. Komercijalni kodovi se također razvijaju te nude mogućnosti simulacije procesa u motoru. Do sljedećeg napretka dolazi kada se s tadašnje standardne platforme za numeričke simulacije Fortran prelazi na programski jezik C++ koji nudi dodatnu funkcionalnost. Taj proces počinje krajem 80tih godina razvojem kompleta alata za CFD FOAM (Field Operation and Manipulation) na Imperial College-u. Razvoj programa se

naročito ubrzava kada se 2004. godine otvoreni kod počinje slobodno nuditi pod GPL licencom te postaje OpenFOAM [33], [67], [68]. Na taj način na njegovom razvoju počinje raditi velik broj znanstvenika a baza korisnika se širi. Među brojnim alatima razvijaju se i oni za proračun procesa u motorima s unutarnjim izgaranjem [34].

Čitav niz autora bavi se CFD simulacijama motora s unutarnjim izgaranjem i doprinosi njihovom razvoju. Nordin [35] koristi koncept djelomično promiješanih volumena (PaSR - Partially Stirred Reactors) u svrhu rješavanja turbulentnog izgaranja. Osim toga Nordin se bavi parametrima modela turbulencije, modelima mlaza, naročito kolizijom kapljica te utjecajem primijenjene mreže diskretizacije na mlaz.

Analizom mlaza goriva bave se Reitz i Bracco. U svom radu oni obrađuju utjecaj geometrije sapnice i drugih radnih parametara na kut raspršivanja i ostale značajke mlaza [36]. O' Rourke i sur. uvode model raspada mlaza temeljen na analogiji kapljice s oscilirajućim sustavom mase i opruge [37]. Reitz uvodi model temeljen na linearnoj analizi prvog reda Kelvin-Helmholtzovih valnih poremećaja na površini cilindričnog mlaza fluida [38], koji međutim ne uključuje utjecaj turbulencije unutar sapnice. Rayleigh-Taylor model (RT model) temeljen je na teoretskom radu Taylora koji je analizirao nestabilnost granične plohe između dva fluida različite gustoće u slučaju ubrzanja u normalnom smjeru u odnosu na tu plohu. Kako bi se prevazišli nedostaci ovih modela primjenjuju se njihove kombinacije. Ovi i mnogi drugi modeli vezani za raspad mlaza i tvorbu gorive smjese u knjizi objedinjuje Baumgarten [39].

Kralj [12] je analizirao ubrizgavanje goriva u komoru konstantnog volumena te u dvije vrste motora s direktnim ubrizgavanjem. Posebno se pozabavio utjecajem gustoće mreže, koeficijentima otpora i raspada kapljica te utjecajem intenziteta turbulencije na mlaz goriva. Uvodi novi model interakcije mlaza sa stijenkom te testira 2 recentna modela raspada kapljica (Huh i MPI). Zaključuje da gustoća mreže, parametri raspada mlaza i turbulencije imaju snažan utjecaj na mlaz dok koeficijenti otpora kapljice imaju slabiji utjecaj. Oba modela raspada daju prihvatljive rezultate što se tiče prodora mlaza, a slabije što se tiče koncentracije pare goriva.

Lucchini i sur. doprinose CFD simulaciji motora razvojem nove strategije promjene geometrije mreže tijekom proračuna [40]. Osim što se pomiču granice mreže, omogućeno je dodavanje i oduzimanje slojeva ćelija kako bi se izbjegle ekstremne deformacije ćelija tijekom kompresije ili ekspanzije. Također omogućuje uključivanje i isključivanje rubnih uvjeta (prilikom otvaranja i zatvaranja ventila ili raspora) te klizne granice mreže (oko putanje ventila).

Golovichev i sur. [41] uvode koncept djelomično izmiješanih reaktora. Pri tome je osnovna ideja da se svaka proračunska ćelija podijeli na dvije zone, jednu u kojoj se događaju sve kemijske reakcije sa savršeno izmiješanim (homogeno izmiješanim) sastojcima i drugu u kojoj se ne odvijaju reakcije. Sastav u zonama se mijenja uslijed izmjene mase između njih. Ključni problem ostaje način na koji podijeliti proračunsku ćeliju. Kombinira metodu djelomično izmiješanih reaktora i detaljnu kinetiku oksidacije ugljikovodika (goriva). Po tom principu procesi se odvijaju u dva koraka: kemijske reakcije slijede miješanju na mjerilu manjem od ćelija (subgrid scale).

Tao [42] koristi kompleksni kemijski model u svrhu simulacije tvorbe čađe i dušikovih oksida u komori izgaranja konstantnog volumena i u geometriji stvarnoga motora. Kompleksnu kemijsku shemu reduciranih dimenzija (65 sastojaka i 268 reakcija) koja sadrži kinetiku upaljivanja n-heptana, oksidaciju lakših ugljikovodika, tvorbu poliaromatskih ugljikovodika (PAH-poliaromatic hydrocarbons) i dušikovih oksida zajedno s fenomenološkim modelom tvorbe čađe ugradio je u program KIVA. Za interakciju između turbulencije i kemije korišten je koncept djelomično izmiješanih reaktora. Sustav je primijenjen na analizu utjecaja tlaka, temperature, recirkulacije ispušnih plinova i trajanja ubrizgavanja na zakašnjenje paljenja, te na vezu između zakašnjenja paljenja i emisija čađe i dušikovih oksida. Na taj je način došao do zaključaka kako temperatura ima znatno veći utjecaj na tvorbu polutanata od tlaka, kako razrjeđivanje ispušnim plinovima potiskuje tvorbu polutanata te kako duže trajanje ubrizgavanja povećava maksimalnu koncentraciju čađe. Usporedba s mjerenjima je potvrdila valjanost simulacije ali kompleksan sustav kemijskih reakcija čini simulacije računski skupim.

Weisser je u svojoj disertaciji [43] usporedio mogućnosti nulto-dimenzijskog i 3D modeliranja procesa izgaranja i tvorbe dušikovih oksida u srednjehodnom brodskom dizelskom motoru. Analiziran je utjecaj vremena otvaranja i zatvaranja ventila, utjecaj recirkulacije ispušnih plinova, utjecaj parametara prednabijanja, utjecaj parametara ubrizgavanja goriva, utjecaj konfiguracije rasprskača te utjecaj dimenzija motora. Isprobao je različite kemijske mehanizme tvorbe dušikovih oksida. Uglavnom je promatrao samo trendove, a ne apsolutne rezultate. Zaključuje da svaki model ima svoje prednosti. 3D simulacije puno duže traju, ali omogućuju detaljniju analizu utjecaja geometrije te zahtijevaju manje uštimavanja parametara modela.

Što se tiče modeliranja dušikovih oksida majčešće se koristi Zeldovichev model [44]. Ovaj model služi za računanje tvorbe termalnog NO, koji čini najveći dio dušikovih oksida, dok se ostali mehanizmi najčešće zanemaruju. Ovaj model kasnije su proširili Lavoie i Heywood [45] kako bi obuhvatili tvorbu termalnog NO u uvjetima bogate smjese. Ovakav, takozvani prošireni Zeldovichev mehanizam, koriste mnogi autori kao što su [7],[23],[42],[43].

Tao [42] daje odličan opis kemijskih i fizikalnih procesa nastanka i oksidacije čađe. Također detaljno iznosi pregled razvoja modela čađe. Hiroyasu i Kadota [46] su razvili empirijski model koji su mnogi autori koristili u izvornom ili modificiranom obliku te je ugrađen u mnoge programe. Ovo je jednostavan i brz model ali zahtjeva naštimavanje parametara kako bi se postigli dobri rezultati. Ostale značajnije modele razvili su i Moss [47], Tesner, Lindstedt. Ovaj posljednji model je poslužio kao osnova za modele koje su razvili Belardini, Fusco i sur. [48], Knox-Kelecy i Foster te Kazakov i Foster i već spomenuti Tao. Ovo nisu empirijski modeli već relativno detaljni modeli koji prate tvorbe i izgaranja čađe. Tako ovi modeli na različite načine sadrže jednadžbe začeća čestica koje prethode čađi, rast čestica, koagulaciju i oksidaciju pojedinih faza [42]. Model korišten u ovom radu temelji se na modelu prema Fusco-u i sur.

Picket u seriji članaka [9],[10],[11] detaljno iznosi eksperimentalna mjerenja utjecaja raznih parametara na izgaranje i tvorbu čađe u komori izgaranja konstantnog volumena. Kako bi rezultati ovih mjerenja bili dostupni svima koji se bave izgaranjem, objavljeni su na internet stranicama Engine Combustion Network [49].

Jedno od rijetkih djela koja se bave karakteristikama, izgaranjem i tvorbom polutanata kod teškog goriva napisao je de Blas [50]. U svom radu eksperimentalno i modelski obrađuje svojstva teškog goriva, naročito sa stanovišta tvorbe NO_x i SO_x. Osim njega, svojstva teškog goriva i njihov utjecaj na raspad mlaza opisali su Kyriakides i sur. [51]. Kasper i sur. [6] su eksperimentalno analizirali sporohodni dvotaktni motor pogonjen različitim vrstama goriva, uključujući teško gorivo. Usporedili su emisiju čestica sporohodnog dvotaktnog brodskog motora s emisijom čestica četverotaktnog vozilskog motora i zaključili da kod dvotaktnog nastaje više sitnijih čestica.

Sporohodne, dvotaktne brodske motore obradili su Račić [21] i Bernečić [1]. Dok je Račićev rad već spomenut u kontekstu nultodimenzionalnih simulacija, Bernečić iznosi detaljan pregled i opis tehnologija koje se primjenjuju na suvremenim brodskim motorima, te uspoređuje dva paralelna proizvoda dvaju najznačajnijih proizvođača. Primjene CFD tehnika na velikim brodskim motorima su rijetke ali može se spomenuti rad u kojem Imamori i sur. [61] analiziraju ispiranje i izgaranje pomoću ove tehnike. Treba napomenuti da su tehnički detalji potrebni za razvoj simulacije i rezultati eksperimentalnih mjerenja na velikim brodskim motorima u objavljenoj literaturi šturi što je razumljivo jer malobrojni proizvođači čuvaju tehničke detalje kao poslovnu tajnu, a brodovlasnici nemaju direktnog interesa u znanstvenim istraživanjima ovakve vrste.

Ovaj popis literature nije kompletan ali su spomenuti najrelevantniji radovi koji su utjecali na spoznaje do kojih se je došlo tijekom izrade ove disertcije.

3. Matematički model

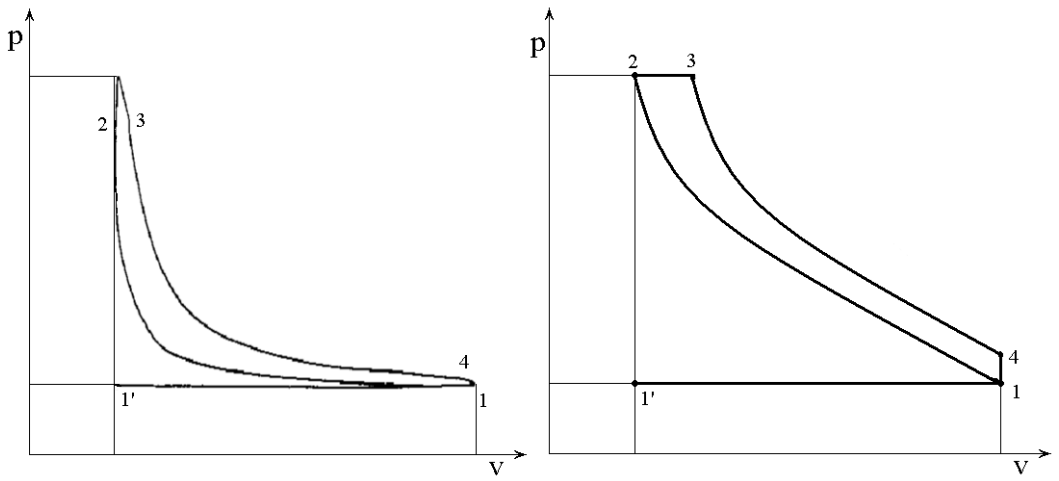
3.1 Dizelski motor s unutarnjim izgaranjem

Dizelski motor je stroj za pretvorbu kemijske energije u mehanički rad. Njegova osnovna karakteristika po kojoj se razlikuje od ostalih vrsta motora je da se upaljivanje goriva događa uslijed visoke temperature zraka postignute visokim stupnjem kompresije. Osnovni dijelovi su isti kao kod ostalih vrsta motora: klip, košuljica, glava i sustav prijenosa gibanja iz pravocrtnog u kružni.

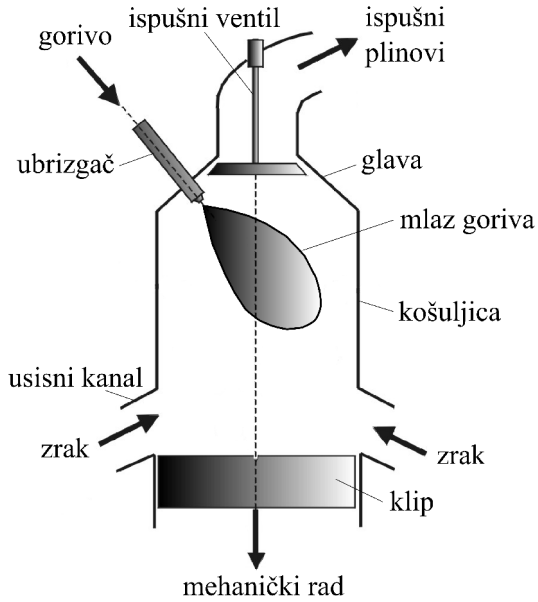
Mjerenjem tlaka u cilindru (indiciranjem) i pomaka koljenastog vratila dobiva se p-V dijagram stvarnog procesa u dizelskom motoru, slika 3.1 lijevo. Kako bi se moglo vršiti proračune, primjenjuju se različiti matematički opisi ovog procesa. Jedan od najjednostavnijih ali i najnepreciznijih je idealizirani termodinamički dizelski proces koji se sastoji od dvije adijabate, jedne izobare i jedne izohore, slika 3.1 desno. Idealizirani četverotaktni dizelski proces možemo opisati na sljedeći način:

1-1': klip se giba ka gornjoj mrtvoj točki (GMT), tjerajući zaostale ispušne plinove van cilindra
1'-1: klip se giba od GMT ka donjoj mrtvoj točki (DMT), stvarajući podtlak u cilindru, koji omogućava usisavanje zraka u cilindar
1-2 : adijabatska kompresija zraka u cilindru koja traje sve do GMT
2 : ubrizgavanje goriva u cilindar
2-3: izgaranje goriva u cilindru po izobari, klip se giba ka DMT
3-4: adijabatska ekspanzija plinova u cilindru
4-1: ispuh pri izohori

Veliki se sporohodni brodski motori izvode kao dvotaktni. Kod procesa dvotaktnog motora izostaju dijelovi procesa 1-1' i 1'-1, a izmjena radnog medija se vrši na krajnjem desnom dijelu, od neposredno prije točke 4 do neposredno nakon točke 1.



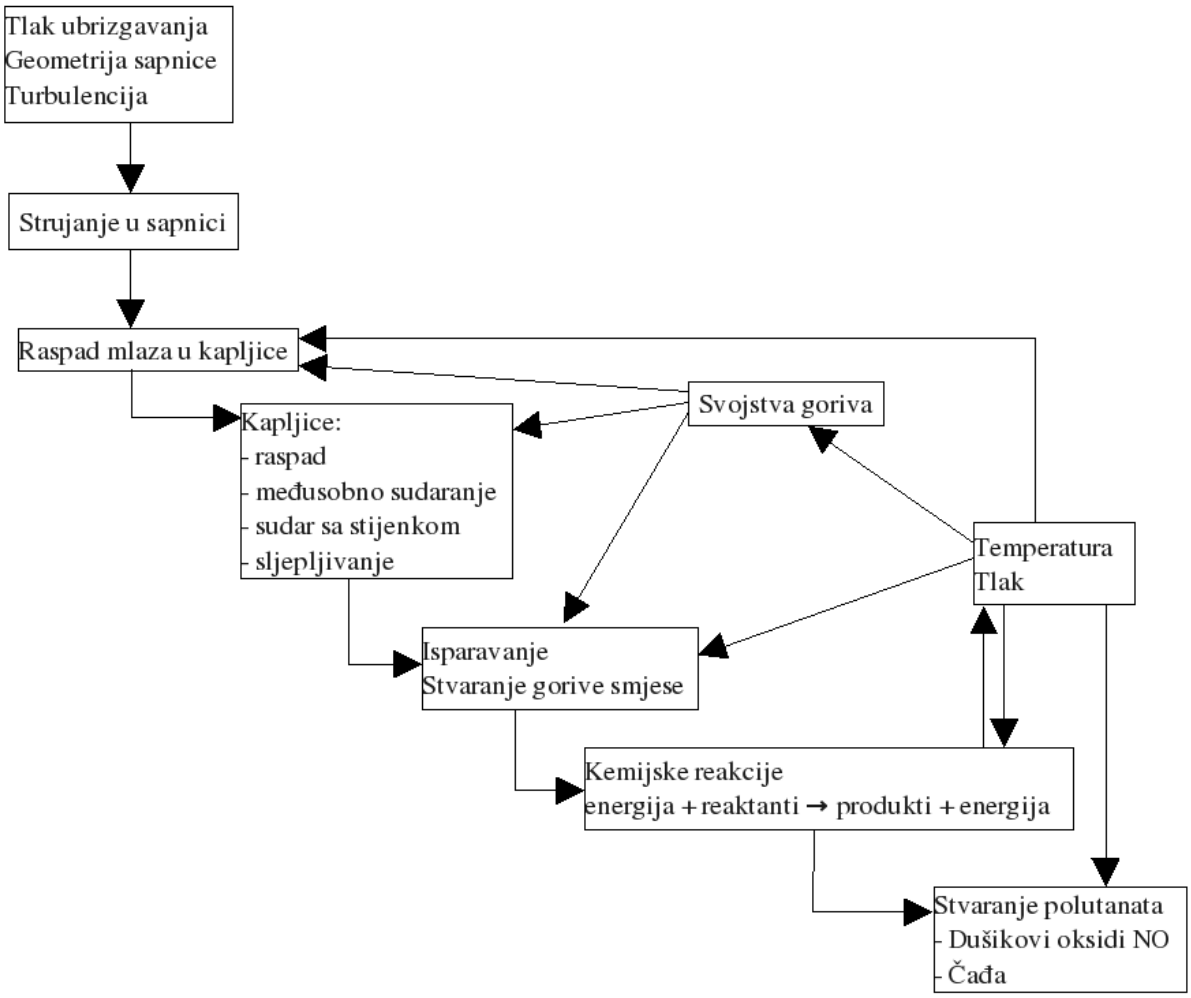
Slika 3.1: Realni i idealizirani četverotaktni dizelski proces u p-V dijagramu



Slika 3.2: Shematski prikaz dvotaktnog dizelskog motora s direktnim ubrizgavanjem

Opisani teorijski dizelski proces je matematički vrlo pojednostavljena slika stvarnog procesa u motoru. Postoje mnogi drugi opisi različitih detaljnosti i kompleksnosti. Jedan takav verbalni opis je sljedeći:

Klip se giba prema gornjoj mrtvoj točki i sabija zrak uslijed čega mu raste temperatura. U određenom trenutku gorivo se pod visokim tlakom počinje ubrizgavati u cilindar. Uslijed turbulecija u sapnici te velikog gradijenta brzine između mlaza i okoline dolazi do raspada mlaza na progresivno sve manje kapljice. Kapljice bivaju progrijane u vrućem zraku te isparavaju tvoreći sa zrakom gorivu smjesu. Kada se postignu uvjeti samozapaljenja gorive smjese koji ovise o tlaku, temperaturi i omjeru goriva i zraka (pretičku zraka), počinju reakcije izgaranja pri čemu se ugljikovodici iz goriva vežu s kisikom iz zraka i nastaje ugljični dioksid i voda uz oslobađanje energije. Ova globalna reakcija se zapravo sastoji od čitavog niza međureakcija te zavisno o uvjetima nastaju i ostali produkti, među kojima i dušikovi oksidi i čađa. Uslijed oslobađanja energije rastu tlak i temperatura u cilindru koji opet utječu na svojstva goriva, mlaza i na kemijske reakcije. Tlak u cilindru djeluje na klip. Nastaje sila koja ga gura prema DMT te tako dobivamo mehanički rad. U prikladnom trenutku otvara se ispušni ventil te ispušni plinovi uslijed pretlaka struje u ispušne kanale. Njihova energija može se iskoristiti za pogon turbine koja pogoni puhalo koje tlači zrak u usisne kanale. Kod četverotaktnog motora otvara se usisni ventil a kod dvotaktnog klip svojim gibanjem otvara usisne raspore te stlačeni zrak ulazi u cilindar i proces se ponavlja. Jedan shematski prikaz ovog procesa s označenim međuovisnostima dat je na slici 3.3. Shematski prikaz cilindra s osnovnim dijelovima prikazan je na slici 3.2.



Slika 3.3: Shematski prikaz procesa u dizelskom motoru

Kako bi se moglo računati procese u dizelskom motoru primjenjuju se različiti matematički opisi. Pored već spomenutog dizelskog idealiziranog procesa, Sabatheov idealizirani proces predstavlja točniju metodu analitičkog opisa procesa u dizelskom motoru. Osim analitičkih opisa, postoji čitav niz kompleksnijih opisa koji se temelje na zakonima očuvanja. Ovakve opise obično nazivamo modelima. Zakoni očuvanja se izražavaju diferencijalnim jednadžbama. Diferencijalne jednadžbe se rješavaju numeričkim metodama, pa se stoga spominju numerički modeli. Sustavi ovakvih jednadžbi omogućuju nam da simuliramo fizičke i kemijske procese koji se zbivaju u motoru. Računalo (kompjuter) je alat pomoću kojeg rješavamo ovakve sustave. Iz toga slijedi izraz računalna (kompjuterska) simulacija.

Računalne simulacije motora mogu se podijeliti u zavisnosti o detaljnosti i kompleksnosti na nultodimenzijske, kvazidimenzijske, jednodimenzijske i višedimenzijske.

Kod nultodimenzijskih modela komponente motora su zamijenjene modelima komponenti te se prati tijek mase i energije kroz vrijeme. Prostor cilindra je predstavljen jednim kontrolnim volumenom i pretpostavlja se da u svim njegovim dijelovima imamo homogeno stanje, što podrazumijeva da su pojedini parametri (temperatura, tlak, kemijski sastav) po vrijednosti homogeni, tj. jednaki u svakoj točki kontrolnog volumena (u proizvoljnom vremenskom trenutku). Kvazidimenzijski modeli dijele ovaj prostor u nekoliko područja kao što su na

primjer područje svježe smjese, fronta plamena i područje produkata izgaranja. Što više područja se koristi, to se dobiva vjerniji uvid u detalje procesa, što je naročito bitno ako se želi računati kemijske reakcije jer lokalna temperatura ima snažan utjecaj na njihovu brzinu. Ovakvi modeli koriste zakon očuvanja mase i zakon očuvanja energije za proračun. Izraz jednodimenzijski model podrazumijeva da se valne pojave u cijevima prate metodom konačnih volumena u aksijalnom smjeru. Ovakvi modeli koriste osim spomenutih zakona još i jednadžbu količine gibanja u aksijalnom smjeru cijevi.

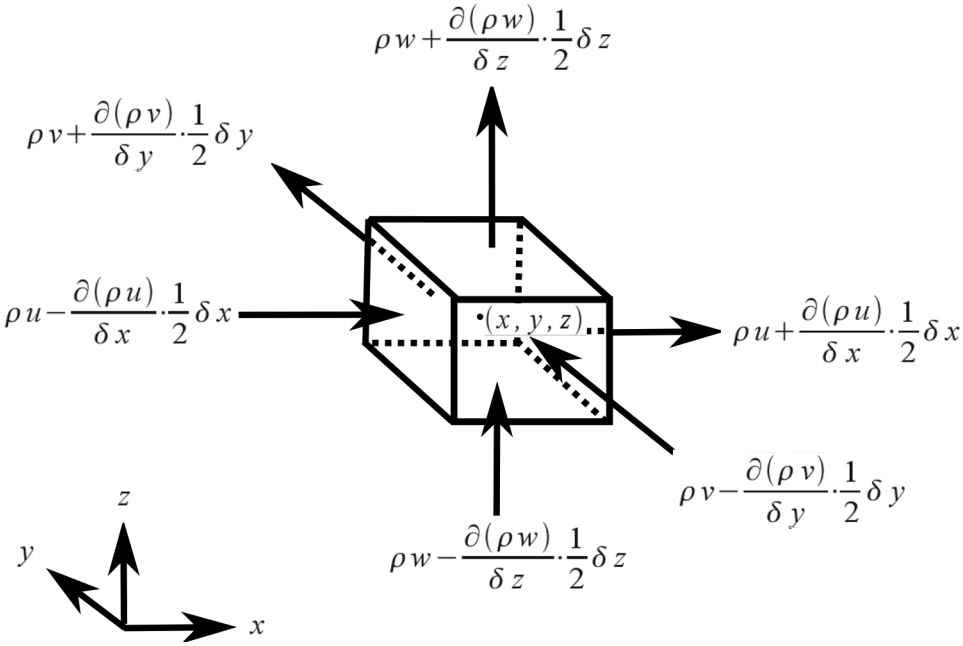
Višedimenzijski modeli (dvodimenzijski i trodimenzijski), osim spomenutih jednadžbi očuvanja, koriste i zakon očuvanja količine gibanja za svaku dimenziju posebno. Ovakvi modeli ne obuhvaćaju čitav sustav motora, već samo pojedinu komponentu, u našem slučaju cilindar, koji se podijeli u proračunske ćelije. Ovakva metoda praćenje procesa naziva se računarska mehanika fluida ili CFD (Computational Fluid Dynamics). Za razliku od uobičajenih CFD modela, pri modeliranju procesa u cilindru CFD model mora dodatno obuhvatiti višefazno strujanje, varijabilnu geometriju domene proračuna i kemijske reakcije. Na taj način CFD modeli za proces u cilindru motora postaju jedni od najsloženijih modela u primjeni CFD. Prednost ovakvih modela je što uslijed detaljne podjele proračunske domene na mala područja (volumene, ćelije) računamo lokalnu temperaturu, tlak i sastav za svaku pojedinu ćeliju što omogućuje znatno precizniji izračun brzine kemijskih reakcija. Osim toga, ovakvi modeli omogućuju analizu utjecaja geometrijskih svojstava dijelova motora. Radi već spomenute velike kompleksnosti procesa u motoru (slika 3.3), nemoguće je temeljiti čitav proračun samo na zakonima očuvanja. Stoga se ovi zakoni nadopunjavaju podmodelima koji mogu biti više ili manje fizikalni ili empirijski. Tako imamo modele mlaza goriva, modele isparivanja, modele turbulencije, modele goriva, modele kemijskih reakcija, modele tvorbe dušikovih oksida, modele tvorbe čađe.

U nastavku ovog poglavlja izneseni su samo neki od modela koji se koriste prilikom simulacije pojedinih faza kod 3D numeričkih simulacija. Naglasak je dan na modele koji su korišteni u ovom radu i na programski paket OpenFOAM.

3.2 Zakoni očuvanja

3D numeričke simulacije temelje se na zakonima očuvanja ukupne mase i mase kemijskih sastojaka, količine gibanja i energije. Zavisno o kompleksnosti proračuna koriste se i druge zakonitosti izražene jednadžbama očuvanja. Pri modeliranju kemijskih reakcija koriste se još i jednadžbe očuvanja kemijskih sastojaka. Ukoliko se računa s turbulentnim strujanjem koriste se i jednadžbe modela turbulencije. Ovim jednadžbama se opisuje promjena neke karakteristike u vremenu i prostoru. Pomoću njih se opisuje i prijenos nekog svojstva kroz prostor i vrijeme iz čega slijedi naziv transportne jednadžbe. Ove jednadžbe se odnose na plinovitu fazu. Tekuća faza je praćena modelima mlaza koji su opisani dalje u tekstu. Između tekuće i plinovite faze postoji izmjena mase (isparivanje), toplinske energije i kinetičke energije. Veza između tekuće i plinovite faze ostvaruje se putem izvornih članova u jednadžbama očuvanja.

Zakon očuvanja mase izvodi se na temelju pretpostavke da je promjena mase u vremenu u kontrolnom volumenu poznatih dimenzija jednaka sumi svih tokova kroz stjenke kontrolnog volumena [26]. Kontrolni volumen i spomenuti tokovi prikazani su na slici 3.4.



Slika 3.4: Kontrolni volumen s tokovima mase kroz stijenke

U vektorskom obliku, jednadžba očuvanja mase može se pisati kao (3.1):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\operatorname{div}(\rho \boldsymbol{V})=\rho_{isp} \tag{3.1}$$

pri čemu je ρ gustoća, t vrijeme, $\boldsymbol{V}$ vektor brzine i ρ_{isp} izvorni član koji opisuje izmjenu mase uslijed isparivanja kapljica tekuće faze.

Na sličan način izvode se jednadžbe očuvanja količine gibanja (u sva 3 smjera) [26]:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}+\operatorname{div}(\rho u \boldsymbol{V})=-\frac{\partial p}{\partial x}+\operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u)+S_{Mx} \tag{3.2}$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t}+\operatorname{div}(\rho v \boldsymbol{V})=-\frac{\partial p}{\partial y}+\operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v)+S_{My} \tag{3.3}$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t}+\operatorname{div}(\rho w \boldsymbol{V})=-\frac{\partial p}{\partial z}+\operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w)+S_{Mz} \tag{3.4}$$

pri čemu su *u, v, w* komponente brzine, *p* tlak, *x*, *y* i *z* su prostorne koordinate, μ je dinamička viskoznost fluida, S_{Mx}, S_{My}, S_{Mz} izvori količine gibanja (vanjske sile) u smjeru koordinatnih osi. Nadalje može se izvesti jednadžba očuvanja energije [26]:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t}+\operatorname{div}(\rho h \boldsymbol{V})=-p \operatorname{div} \boldsymbol{V}+\operatorname{div}(k \operatorname{grad} T)+D+S_h\ . \tag{3.5}$$

pri čemu je h entalpija, D funkcija disipacije a S_h izvor energije.

U slučaju proračuna kemijskih reakcija izvodi se zakon očuvanja mase pojedinih sastojaka:

$$\frac{\partial(\rho Y)}{\partial t}+\operatorname{div}(\rho Y \boldsymbol{V})=\operatorname{div}(\Gamma \operatorname{grad} Y)+S_Y \ . \tag{3.6}$$

pri čemu je Y maseni udio pojedinog sastojka. Suma mase svih sastojaka predstavlja ukupnu masu u kontrolnom volumenu i očuvanje ukupne mase predstavljeno je jednadžbom (3.1). Obzirom na izračunavanje mase pojedinih sastojaka izbjegava se izračunavanje mase dušika N_2 jer se njegova masa može dobiti kao razlika ukupne mase i sume mase ostalih sastojaka.

Korišten je RNG k - ε model turbulencije koji se sastoji od dvije dodatne jednadžbe [26]: jednadžba transporta turbulentne kinetičke energije:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\operatorname{div}(\rho k \boldsymbol{V})=\operatorname{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k}\operatorname{grad} k\right]+2\mu_t E_{ij}\cdot E_{ij}-\rho\epsilon \tag{3.7}$$

i transporta brzine disipacije turbulentne kinetičke energije:

$$\frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t}+\operatorname{div}(\rho\epsilon \boldsymbol{V})=\operatorname{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\operatorname{grad}\epsilon\right]+C_{1\epsilon}^{*}\frac{\epsilon}{k}2\mu_t E_{ij}\cdot E_{ij}-C_{2\epsilon}\rho\frac{\epsilon^2}{k} \tag{3.8}$$

pri čemu je turbulentna viskoznost

$$\mu_t=\rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \ . \tag{3.9}$$

Specifičnost korištenog RNG k-ε modela turbulencije je da koristi Re-normalisation Group (renormalizacijska grupa, matematička metoda) pristup u svrhu renormalizacije jednadžbi očuvanja kako bi se uzeo u obzir utjecaj gibanja u manjim mjerilima. Kod standardne verzije k-ε modela turbulentna viskoznost se određuje na temelju samo jedne karakteristične dimenzije vrtloga tako da se turbulentna difuzija odvija samo u mjerilu koje iz toga proizlazi. U stvarnosti će turbulentnoj difuziji doprinijeti vrtlozi čitavog raspona karakterističnih dimenzija vrtloga. RNG pristup omogućuje uključivanje utjecaja čitavog raspona karakterističnih dimenzija vrtloga kroz modificirani član tvorbe turbulentne kinetičke energije.

Kada promatramo jednadžbe (3.1) do (3.8) može se primijetiti da ih karakterizira ista struktura koju možemo sažeti jednadžbom (3.10):

$$\frac{\partial(\rho\Phi)}{\partial t}+\operatorname{div}(\rho\Phi \boldsymbol{V})=\operatorname{div}(\Gamma \operatorname{grad}\Phi)+S \tag{3.10}$$

U jednadžbi (3.10) Φ označava općenitu veličinu koju prati zakon očuvanja (transportna jednadžba) a Γ općeniti koeficijent difuzije. Prvi član predstavlja promjenu veličine u

vremenu a drugi član naziva se konvekcijski član i predstavlja transport praćene veličine mehanizmom konvekcije. Treći, difuzijski član predstavlja transport praćene veličine mehanizmom difuzije. Posljednji član naziva se izvorni član te predstavlja izvor (ili ponor) praćenog svojstva. Ovim se članom prati izmjena mase i energije s tekućom fazom, utjecaj vanjskih sila ili bilo koji drugi način unošenja ili oduzimanja praćenog svojstva u sustav izvana. U tablici 3.1 navedene su promatrana varijabla, koeficijent difuzije te izvorni član za opisane jednadžbe očuvanja. U tablici 3.2 klasificirani su pojedini članovi transportne jednadžbe za korištene slučajeve.

Tablica 3.1: Promatrana varijabla, koeficijent difuzije i izvorni član za pojedine jednadžbe očuvanja

Naziv	Φ	Γ	S
Masa	1	-	ρ_{isp}
Količina gibanja u x smjeru	u	μ	$-dp/dx + S_{Mx}$
Količina gibanja u y smjeru	v	μ	$-dp/dy + S_{My}$
Količina gibanja u z smjeru	w	μ	$-dp/dz + S_{Mz}$
Energija	h	k	$-p\ div\ v + \Phi + S_h$
Kemijski sastojak	Y	Γ	S_Y
Turbulentna kinet. energija	k	μ_t/σ_k	$2\mu_t E_{ij}\cdot E_{ij} - \rho\epsilon$
Brzina disipacije turb. kinetičke energije	ε	μ_t/σ_ε	$C^*_{1\epsilon}\frac{\epsilon}{k}2\mu_t E_{ij}\cdot E_{ij} - C_{2\epsilon}\rho\frac{\epsilon^2}{k}$

Tablica 3.2: Članovi transportnih jednadžbi za pojedine slučajeve

Veličina na koju se odnosi zakon očuvanja	Φ	Konvekc. član	Difuzijski član	Izvorni član
Masa	1	$\mathrm{div}(\rho \boldsymbol{V})$	-	ρ_{isp}
Količina gibanja u x smjeru	u	$\mathrm{div}(\rho u \boldsymbol{V})$	$\mathrm{div}(\mu\,\mathrm{grad}\,u)$	$-\frac{\partial p}{\partial x} + S_{Mx}$
Količina gibanja u y smjeru	v	$\mathrm{div}(\rho v \boldsymbol{V})$	$\mathrm{div}(\mu\,\mathrm{grad}\,w)$	$-\frac{\partial p}{\partial y} + S_{My}$
Količina gibanja u z smjeru	w	$\mathrm{div}(\rho w \boldsymbol{V})$	$div(\mu\ grad\ u)$	$-\frac{\partial p}{\partial z} + S_{Mz}$
Energija	h	$\mathrm{div}(\rho h \boldsymbol{V})$	$\mathrm{div}(k\,\mathrm{grad}\,T)$	$-p\ div\,\boldsymbol{V} + \Phi + S_h$
Kemijski sastojak	Y	$\mathrm{div}(\rho Y \boldsymbol{V})$	$\mathrm{div}(\Gamma\,\mathrm{grad}\,Y)$	S_Y
Turbulentna kinetička energija	k	$\mathrm{div}(\rho k \boldsymbol{V})$	$\mathrm{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k}\mathrm{grad}\,k\right]$	$2\mu_t E_{ij}\cdot E_{ij} - \rho\epsilon$
Brzina disipacije turb. kin. energije	ε	$div(\rho\epsilon \boldsymbol{V})$	$div\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} grad\,\epsilon\right]$	$C^*_{1\epsilon}\frac{\epsilon}{k}2\mu_t E_{ij}\cdot E_{ij} - C_{2\epsilon}\rho\frac{\epsilon^2}{k}$

Kako bi zatvorili sustav jednadžbi koriste se i jednadžbe stanja:

$$p_i = p_i(\rho_i, T) \text{ i } h_i = h_i(\rho_i, T) \tag{3.11}$$

pri čemu se *i* odnosi na pojedini sastojak. Za radni medij sa svojstvima idealnoga plina vrijedi

$$p = \sum p_i \text{ i } h = \sum h_i \cdot y_i \ . \tag{3.12}$$

3.3 Mlaz goriva

Mlaz goriva je suviše kompleksan problem da bi se svaka kapljica pratila pomoću detaljnih eulerovskih zakona očuvanja. Stoga se primjenjuju modeli. Mlaz se prati lagrangeovskim tehnikama, a umjesto da se prati svaka kapljica pojedinačno, uvodi se pojam paketa kapljica (parcels) prema kojem se prati ograničen broj skupina kapljica koje imaju iste osobine, npr. istu brzinu, masu i temperaturu. Ovakve tehnike predstavljaju pojednostavljenje, ali omogućuju da se proračuni ubrizgavanja s današnjom kompjuterskom opremom izvode u razumnom trajanju. Postoji čitav niz modela raspada mlaza na kapljice, naknadnog raspada pojedinih kapljica, sudaranja i sljepljivanja kapljica i modela sudara mlaza sa stjenkom. U ovom radu korišten je kombinirani Blob-KH-RT model koji daje dobre rezultate te je prilično raširen kod 3D simulacija dizelskih motora.

"Blob" metoda se temelji na pretpostavci da su atomizacija jezgre mlaza i raspad kapljica u gustom području mlaza u blizini kapljice neodvojivi procesi, i da se dataljna simulacija može zamijeniti ubrizgavanjem velikih sferičnih kapljica jednake veličine koje se naknadno usitnjuju uslijed raspada potaknutog aerodinamičkim silama. Promjer ovih početnih kapi je jednak promjeru sapnice, a broj ubrizganih kapi dobije se iz masenog protoka. Iz zakona očuvanja mase slijedi brzina ubrizgavanja $U_{inj}(t)$:

$$u_{inj}(t) = \frac{\dot{m}_{inj}(t)}{A_{nozzle}\,\rho_l} \tag{3.13}$$

pri čemu je A_{nozzle} površina poprečnog presjeka sapnica, ρ_l je gustoća tekućine, a $\dot{m}_{inj}(t)$ je maseni protok goriva. Ako nisu dostupni podaci o masenom protoku, Bernoulijeva jednadžba se može upotrijebiti za izračun gornje granice brzine ubrizgavanja:

$$u_{inj,max} = \sqrt{\frac{2\,\Delta p_{inj}}{\rho_l}} \tag{3.14}$$

pri čemu je Δp_{inj} razlika između tlaka u rasprskaču i tlaka u komori izgaranja. Kada se uzmu u obzir gubici strujanja, brzina na izlasku iz sapnice iznosi 70% - 90% vrijednosti izračunate u (3.14). Postoje različite korelacije za detaljniji izračun brzine ubrizgavanja koje uzimaju u obzir suženje mlaza zbog kavitacije. Kut mlaza se računa prema:

$$\phi = \frac{c \cdot \pi}{A} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} \tag{3.15}$$

pri čemu je c konstanta modela, ρ_g gustoća plinovite faze ρ_l gustoća tekuće faze (goriva) te

$$A = \frac{3.0 + (L/d)}{3.6} \quad . \tag{3.16}$$

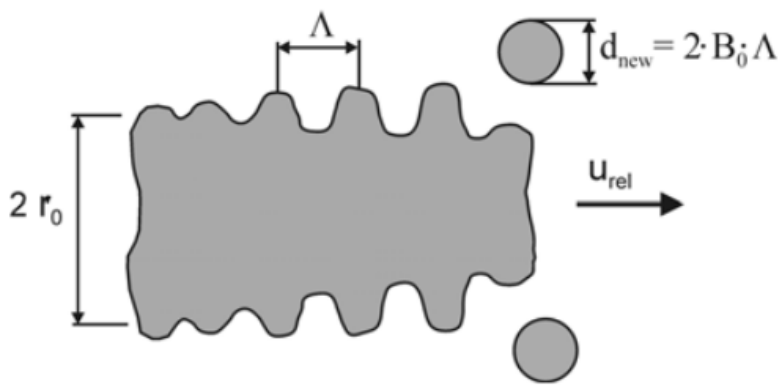
Pojedini paketi kapljica se ubrizgavaju sa slučajno odabranim kutom unutar konusa s maksimalnim kutom ϕ. Zatim se velike početne kapi raspadaju uslijed aerodinamičkih sila prema Kelvin-Helmholtzovom (KH) i Rayleigh-Taylorovom (RT) modelu raspada.

Kelvin-Helmholtz model mlaza temelji se na linearnoj analizi prvog reda Kelvin-Helmholtzovog poremećaja što nastaje na površini cilindričnog mlaza promjera 2 r_0 koji prodire u stacionarni nestlačivi plin s relativnom brzinom u_{rel}. Zbog turbulencija u sapnici, površina mlaza je prekrivena sinusoidalnim, osnosimetričnim površinskim valovima. Ti površinski valovi rastu uslijed aerodinamičkih sila koje nastaju zbog relativne brzine između tekućine i plina. Iz detaljne analize problema predstavljene u [38] proizlazi jednadžba koja povezuje brzinu rasta poremećaja ω (prirast amplitude u jedinici vremena) s njegovom valnom duljinom $\lambda = 2\pi/k$:

$$\omega^2 + 2\nu_l k^2 \omega \left(\frac{I_1'(kr_0)}{I_0(kr_0)} - \frac{2kl}{k^2+l^2} \frac{I_1(kr_0)}{I_0(kr_0)} \frac{I_1'(lr_0)}{I_1(lr_0)} \right) =$$

$$= \frac{\sigma k}{\rho_l r_0^2}(1 - r_0^2 k^2) \left(\frac{l^2 - k^2}{l^2 + k^2} \right) \frac{I_1(kr_0)}{I_0(kr_0)} + \frac{\rho_g}{\rho_l} \left(u_{rel} - \frac{i\omega}{k} \right)^2 k^2 \left(\frac{l^2 - k^2}{l^2 + k^2} \right) \frac{I_1(kr_0) K_0(kr_0)}{I_0(kr_0) K_1(kr_0)} \tag{3.17}$$

gdje su I_0 i I_1 modificirane Besselove funkcije prve vrste, K_0 i K_1 modificirane Besselove funkcije druge vrste, $k = 2\pi/\lambda$ je valni broj, σ je površinska napetost, $l^2 = k^2 + \omega / \nu_l$, $\nu_l = \mu_l / \rho_l$ (kinematički viskozitet), a apostrof (prim) označava diferencijaciju.



Slika 3.5: Shematski prikaz Kelvin-Helmholtzovog modela [38]

Numeričko rješenje funkcije disperzije dokazuje da postoji jedan maksimum kod krivulje brzine rasta $\omega = \omega(k)$. Pretpostavlja se da će se val s najvećom brzinom rasta $\omega = \Omega$ u konačnici odvojiti od mlaza i generirati nove kapljice. Približno rješenje jednadžbe (3.17) za brzinu rasta najbrže rastućeg i stoga najnestabilnijeg površinskog vala je:

$$\Omega\left[\frac{\rho_l r_0^3}{\sigma}\right]^{0.5} = \frac{0.34+0.38\cdot We_g^{1.5}}{(1+Z)(1+1.4\cdot T^{0.6})} \quad , \tag{3.18}$$

a za njegovu valnu dužinu:

$$\frac{\Lambda}{r_0} = 9.02\frac{(1+0.45\cdot Z^{0.5})(1+0.4\cdot T^{0.7})}{(1+0.865\cdot We_g^{1.67})^{0.6}} \tag{3.19}$$

pri čemu je

$$\mathrm{Z} = \frac{\sqrt{\mathrm{We}_l}}{\mathrm{Re}_l} \quad , \quad \mathrm{T} = Z\sqrt{\mathrm{We}_g} \quad , \quad \mathrm{We}_g = \frac{\rho_g r_0 u_{rel}^2}{\sigma} \quad , \quad \mathrm{We}_l = \frac{\rho_l r_0 u_{rel}^2}{\sigma} \quad \text{i} \quad \mathrm{Re}_l = \frac{\rho_l r_0 u_{rel}}{\eta_l} \quad .$$

Z i T su Ohnesorge-ov te Taylor-ov broj, a r_0 je polumjer mlaza bez površinskih poremećaja.

Reitz [38] je primijenio ovu teoriju na modeliranje raspada kapljica polumjera r. Na isti način kao što se to događa kod mlaza, valovi se pojačavaju na površini kapljice s brzinom rasta Ω i valnom dužinom Λ. Kako nove kapljice nastaju iz površinskih valova koji se odvajaju od izvornih kapljica, pretpostavlja se da su dimenzije novonastalih kapljica proporcionalne valnoj dužini Λ,

$$r_{new} = \mathrm{B}_0\cdot\Lambda \quad , \tag{3.20}$$

pri čemu je $\mathrm{B}_0 = 0.61$ konstanta fiksne vrijednosti. Novi paket kapljica dimenzija r_{new} nastaje i dodaje se daljnjem proračunu.

Suprotno nego što je slučaj s TAB modelom [37], ne dolazi do potpunog raspada izvorne kapljice, već ona kontinuirano gubi masu dok napreduje kroz plinovitu fazu. To rezultira kontinuiranim smanjenjem polumjera, brzina kojeg će u određenom trenutku t ovisiti o razlici između trenutnog polumjera r i ravnotežnih dimenzija kapljice (koje su jednake polumjeru novonastale kapljice r_{new}) kao i o karakterističnom vremenskom periodu τ_{bu}:

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{r-r_{new}}{\tau_{bu}} \quad , \tag{3.21}$$

$$\tau_{bu} = 3.788\cdot B_1\frac{r}{\Lambda}\cdot\Omega \quad . \tag{3.22}$$

Ako se KH model koristi u kombinaciji s “blob” metodom ubrizgavanja [39], utjecaj strujanja u provrtu sapnice nije modeliran na zadovoljavajući način. U tom se slučaju koristi konstanta

modela B_1 koja uključuje utjecaje karakteristika strujanja u provrtu sapnice kao što su razina turbulencije i oblik kanala na raspad mlaza. U literaturi se preporučaju vrijednosti između $B_1 = 1.73$ i $B_1 = 60$. Veće vrijednosti B_1 uzrokuju smanjenje broja raspada i povećanje prodora mlaza, dok manje vrijednosti pospješuju raspad, pospješuju miješanje goriva i zraka te smanjuju prodor.

KH model uzrokuje dvojnu distribuciju dimenzija kapljica koja se sastoji od malog broja velikih izvornih kapljica, polumjer kojih se kontinuirano smanjuje, i velikog broja sitnih novonastalih kapljica. Iako je odvajanje mase jedan od najvažnijih modela raspada kod visokotlačnog ubrizgavanja, eksperimenti su pokazali da je nastajanje izrazito dvojne distribucije dimenzija kapljica nerealistično te da je u blizini sapnice važan jedan drugačiji model raspada. Taj drugi model je raspad čitave izvorne kapljice u novonastale kapljice (katastrofičan režim raspada) čiji je polumjer znatno veći od onog kod kapljica nastalih uslijed KH raspada. Stoga se KH model obično kombinira s Rayleigh-Taylorovim modelom.

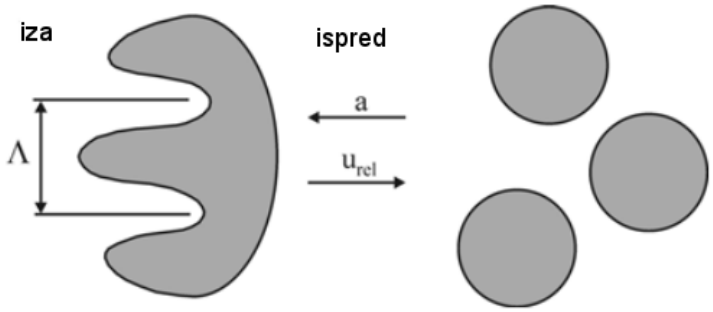
Rayleigh-Taylorov model temelji se na teoretskom radu Taylora, koji je analizirao nestabilnost granice između dva fluida različite gustoće u slučaju ubrzanja u normalnom smjeru u odnosu na ovu granicu. U slučaju kapljice i plina koji se kreću relativnom brzinom u_{rel}, usporenje kapljice uslijed sila otpora (prema naprijed) može se smatrati ubrzanjem kapljice u smjeru strujanja plina (prema natrag). Stoga, nestabilni valovi mogu rasti na stražnjoj stjenci kapljice, slika 3.6. Raspad kapljice uzrokovan je inercijom tekućine kapljica i ligamenata (izduženih, nepravilnih kapi) koji izlaze iz sapnice velikom brzinom te bivaju snažno usporeni uslijed otpora aerodinamičkih sila:

$$F_{aero} = \pi r^2 c_D \frac{\rho_g u_{rel}^2}{2} \quad . \tag{3.23}$$

Podijelivši silu otpora s masom kapljice dobije se ubrzanje granice:

$$a = \frac{3}{8} c_D \frac{\rho_g u_{rel}^2}{\rho_l r} \tag{3.24}$$

pri čemu je c_D koeficijent otpora kapljice.



Slika 3.6: Rayleigh-Taylorova nestabilnost na kapljici [39]

Brzina rasta i odgovarajuća valna duljina najbrže rastućeg vala su

$$\Omega=\sqrt{\frac{2}{3\sqrt{3}\sigma}\frac{[a(\rho_l-\rho_g)]^{3/2}}{\rho_l+\rho_g}} \tag{3.25}$$

i

$$\Lambda=C_3 2\pi\sqrt{\frac{3\sigma}{a(\rho_l-\rho_g)}} \quad . \tag{3.26}$$

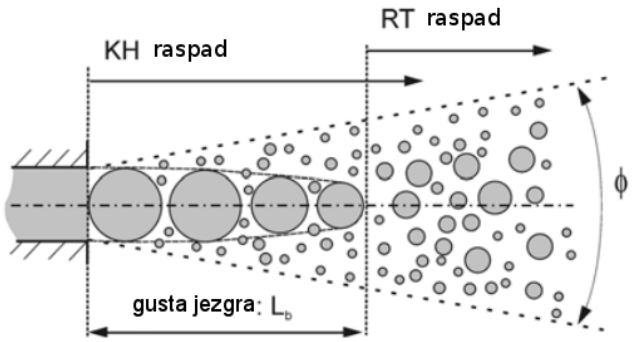
Karakteristično vrijeme raspada $t_{bu} = \Omega^{-1}$ je recipročna vrijednost frekvencije najbrže rastućeg vala. Pri $t = t_{bu}$ kapljica se u potpunosti raspada u manje kapljice čiji polumjera $d_{new} = \Lambda$ se uzima proporcionalnim valnoj duljini. Kapljica se raspada jedino ako je valna duljina Λ manja od njenog promjera. Broj novonastalih kapljica računa se iz zakona očuvanja mase. C_3 je konstanta modela koja obuhvaća nepoznati utjecaj kavitacije i turbulencije u sapnici.

RT mehanizam raspada opisuje katastrofičan režim raspada do kojeg dolazi kada velike relativne brzine rezultiraju snažnim usporenjem. Međutim, ako se RT model primjeni na kapljice koje tek napuštaju sapnicu dolazi do suviše brzog smanjenja dimenzija kapljica. Stoga se ovaj model primjenjuje na raspad kapljica tek nakon određene udaljenosti od sapnice, duljini raspada L_b (3.27), koja je ekvivalent dužini guste jezgre mlaza. U blizini sapnice primjenjuje se samo KH model ljuštenja/odvajanja kao što je prikazano na slici 3.7.

$$L_b=C_{BU}\cdot D_{nozzle}\sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} \quad . \tag{3.27}$$

Iz iznesenog matematičkog modela mlaza može se zaključiti da povećanje tlaka ubrizgavanja povećava ulaznu brzinu mlaza kao što se vidi iz jednadžbe (3.14). Kao posljedica toga mijenja se Webberov broj a time i brzina rasta najbrže rastućeg poremećaja i njegova valna duljina, jednadžbe (3.18) i (3.19). To u konačnici rezultira smanjenjem veličine novonastalih kapljica.

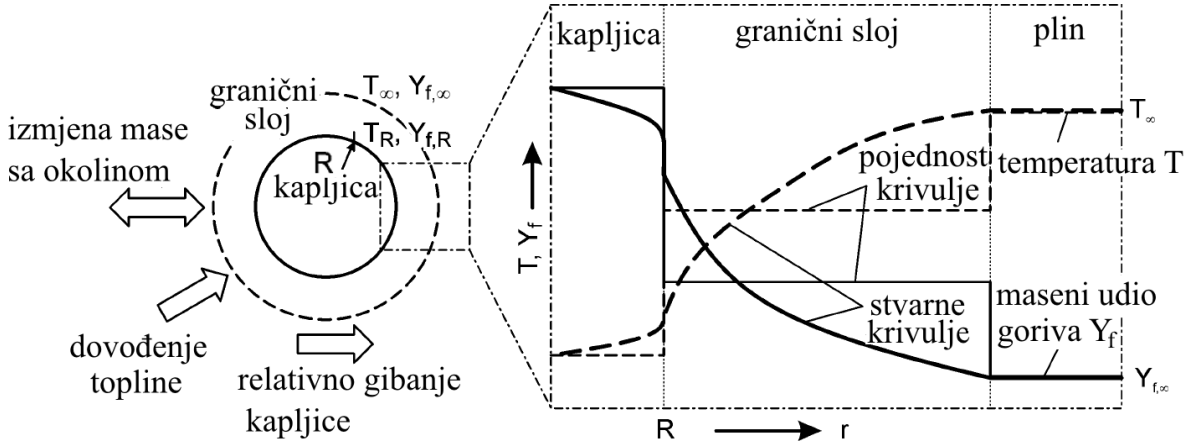
U ovom radu primjenjena je blob-KH-RT kombinacija modela za ubrizgavanje i raspad mlaza.



Slika 3.7: Kombinirani blob-KH/RT model s neraspadnutom jezgrom [39]

3.4 isparivanje goriva

Osim raspada mlaza i miješanja kapljica goriva sa zrakom, isparivanje kapljica također ima značajan utjecaj na upaljivanje, izgaranje i tvorbu polutanata. Stvaranje pare goriva uslijed procesa isparivanja, ključno je za kemijske reakcije koje će uslijediti. Proces isparivanja određuje prostorni raspored pretička zraka pa stoga jako utječe na vrijeme i mjesto upaljivanja. Energija za isparivanje se kapljici dovodi iz okolnog plina mehanizmima provođenja, konvekcije i zračenja, što rezultira difuzijskim i konvekcijskim transferom mase pare goriva od graničnog sloja na površini kapljice ka okolnom plinu, slika 3.8. Ovo opet utječe na temperaturu, brzinu i koncentraciju pare u okolnoj plinovitoj fazi. Stoga, postoji snažna veza između brzine isparivanja i stanja plina i zato je uvijek potreban kombinirani proračun transporta topline i mase.



Slika 3.8: Shematski prikaz isparivanja kapljice [39]

Kako bi se proces isparivanja mogao matematički opisati pribjegava se nekim pojednostavljenjima. Prijenos topline zračenjem se zanemaruje jer je malen. Kako je nemoguće računati polje strujanja oko svake kapljice, proračun isparivanja se temelji na srednjim vrijednostima uvjeta strujanja i srednjim koeficijentima prijenosa oko kapljica. Također, zanemaruju se bilo kakve deformacije kapljica i sudare za vrijeme proračuna te se smatra da su sve kapljice sferičnog oblika. Smatra se da je unutrašnjost kapljice dobro izmiješana i homogena te da nema nikakvih gradijenata temperature, koncentracije ili drugih svojstava. Zanemaruje se i topivost plina u tekućini te utjecaj površinske napetosti na tlak isparivanja. Pretpostavlja se i ravnoteža faza te da je tranzicija iz tekuće u plinovitu fazu puno brža od transporta pare s površine u okolni plin [39].

Izmjena topline između kapljice i okolnog plina dana je jednadžbom:

$$\frac{dQ_k}{dt}=\pi\ d_k\ k_g\left(T_g-T_k\right)\frac{z}{e^z-1}\ \mathrm{Nu}\ , \qquad (3.28)$$

pri čemu je d_k promjer kapljice, k_g koeficijent toplinske vodljivosti okolnog plina, $(T_g - T_k)$ razlika između temperature okolnog plina i kapljice, Nu Nusseltov broj, z bezdimenzijski

faktor korekcije, koji smanjuje preneseni toplinski tok pri istovremenom pojačanom prijenosu mase (isparivanju) zbog povezanosti prijenosa mase i topline:

$$z=\frac{c_{p,g}\frac{dm_k}{dt}}{\pi\, d_k\, k_g\, Nu}\,, \tag{3.29}$$

pri čemu je $c_{p,g}$ specifična toplina okolnog plina pri konstantnom tlaku a m_k masa kapljice. Brzina isparivanja kapljice upravljana je difuzijom mase od površine kapljice u okolni plin:

$$\frac{dm_k}{dt}=-\pi\, d_k\, \Gamma\, \rho_{fu,g} \ln\left(\frac{p}{p-p_{fu,k}}\right)\mathrm{Sh}\,, \tag{3.30}$$

gdje je Γ koeficijent difuzije, p je tlak okolnog plina, $p_{fu,k}$ predstavlja parcijalni tlak pare goriva na površini kapljice a Sh je Sherwoodov broj.

Nusseltov broj za prijenos topline i Sherwoodov broj za prijenos mase nalazimo iz korelacija po Ranzu i Marshallu [23]:

$$\mathrm{Nu}=2.0+0.6\sqrt{\mathrm{Re}}\,\sqrt[3]{\mathrm{Pr}}\,, \tag{3.31}$$

$$\mathrm{Sh}=2.0+0.6\sqrt{\mathrm{Re}}\,\sqrt[3]{\mathrm{Sch}}\,, \tag{3.32}$$

pri čemu je Re Reynoldsov broj a *Sch* Schmidtov broj.

Promjena temperature kapljica tekućeg goriva dobiva se iz bilance energije za kapljicu:

$$\frac{dT_k}{dt}=\frac{1}{m_k\, c_{p,k}}\left(\frac{dQ_k}{dt}+\frac{dm_k}{dt}\,\Delta h_{isp}\right)\,, \tag{3.33}$$

pri čemu je Δh_{isp} entalpija isparivanja goriva.

3.5 Svojstva goriva

Gorivo se može opisati raznim parametrima kao što su gustoća, tlak zasićenja, toplina isparivanja, specifična toplina, entalpija, kompresibilnost, viskoznost, toplinska vodljivost, površinska napetost, difuzivnost i još neka. Ova svojstva su različita za gorivo u tekućem stanju i za ono u stanju pare. Također svojstva ovise o temperaturi a ponekad i o tlaku. Razna svojstva neposredno utječu na mlaz goriva. Npr. o gustoći će ovisiti masa kapljice goriva, time njena kinetička energija te konačno penetracija mlaza. O krivulji tlaka zasićenja, toplini isparivanja, specifičnoj toplini i toplinskoj vodljivosti će ovisiti brzina isparivanja kapljica pa stoga i brzina stvaranja gorive smjese. Površinska napetost i viskoznost imaju velik utjecaj na raspad mlaza. Nadalje, kod tlakova i temperatura kakvi se javljaju u cilindru tijekom procesa, efekti kompresibilnosti nisu zanemarivi pa i njih treba uzeti u obzir.

Ova svojstva moguće je izmjeriti za određeno gorivo. Tako su ova svojstva poznata za neke čiste ugljikovodike. Međutim goriva koja se koriste u motorima i nalaze na tržištu su mješavine više ugljikovodika od kojih svaki ima svoja specifična svojstva. Stoga se propisuje najvažnije svojstvo za proces izgaranja, a to je tendencija samoupaljivanja koja se izražava cetanskim brojem CN. Što je cetanski broj veći, to će se gorivo lakše upaliti i vrijeme zakašnjenja paljenja će biti manje. Cetanski broj je zapravo uvjetovan na razne načine svim ranije spomenutim svojstvima. Osim spomenutih svojstava, propisuje se i sadržaj nečistoća, naročito sumpora, ali njegov utjecaj nije razmatran u ovom radu.

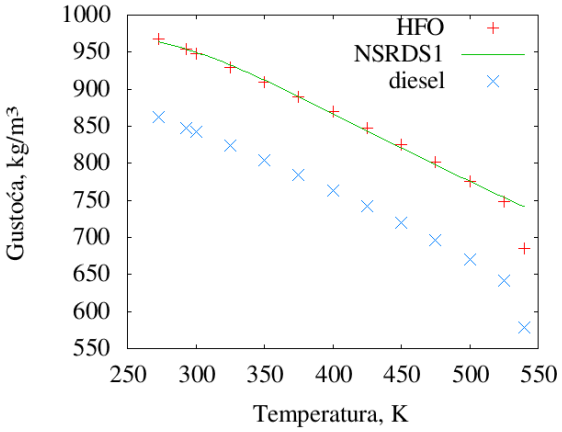
Tijekom čistoga isparivanja kapljica goriva od utjecaja su u prvom redu fizikalne veličine. Za ostale procese koji slijede nakon isparivanja, odnosno za upaljivanje i tvorbu štetnih tvari, bitne su kemijske karakteristike goriva. Pri odabiru pogodnog zamjenskog goriva nailazimo na velike poteškoće, obzirom da čisti ugljikovodici imaju bilo slična fizikalna svojstva (npr. n-dodekan, n-tetradekan, n-heksadekan) ili slična kemijska svojstva (npr. n-heptan) kao čisto dizelsko gorivo, tako da niti jedno od njih ne ispunjava uvjete istovremene sličnosti i fizikalnih i kemijskih svojstava. Zbog toga se često koriste različita modelska goriva za proračun isparivanja s jedne strane te upaljivanja i tvorbe štetnih tvari s druge strane.

Blisko stvarnosti bi bilo korištenje samo jednoga zamjenskog goriva, koje bi se sastojalo iz smjese dva različita ugljikovodika, a koje bi imalo slična i fizikalna i kemijska svojstva kao dizelsko gorivo. Takva jedna smjesa je npr. IDEA-gorivo koje se sastoji iz 70% vol. udjela n-dekana ($C_{10}H_{22}$) i 30% vol. udjela α-metilnaftalina ($C_{11}H_{10}$) [23].

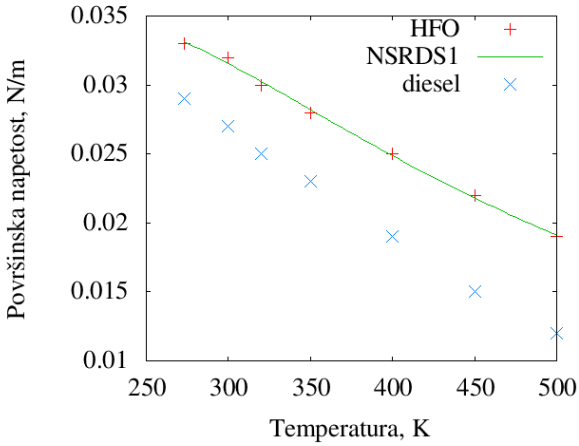
Kako bi se svojstva koristila u matematičkim modelima potrebno ih je eksperimentalno izmjeriti te izraziti korelacijskim funkcijama njihovu ovisnost o temperaturi (ponekad i tlaku). Razni autori su se bavili svojstvima goriva [52], a jedan od sustava korelacijskih izraza objavio je institut NIST (National Institute of Standards and Technology) u sustavu NSRDS (National Standard Reference Data System) [53]. Primjeri NSRDS funkcija korišteni u simulaciji svojstava goriva dati su u **Dodatku 1**.

OpenFoam koristi ovakav sustav za definiranje svojstava goriva (datoteka /src/thermophysicalModels/thermophysicalFunctions/NSRDSfunctions), te sadrži bazu goriva (datoteka /src/thermophysicalModels/liquids). U ovom radu su korištena goriva iz standardne OpenFOAM baze n-heptan C_7H_{16}, n-heksadekan $C_{16}H_{34}$ te posebno eksperimentalno gorivo IDEA.

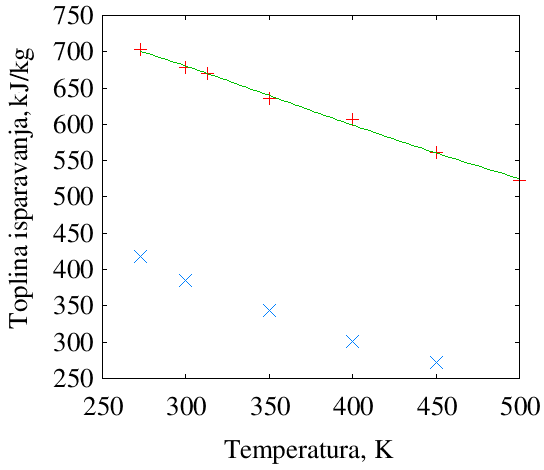
Međutim, kako je predmet istraživanja ovog rada model sporohodnog brodskog motora koji koristi teško gorivo (HFO - Heavy Fuel Oil) bilo je potrebno razviti model takvog goriva. Teško gorivo karakterizirano je većom gustoćom, viskoznošću, većom specifičnom entalpijom, većom toplinom isparivanja, većom površinskom napetošću te nižim tlakom isparivanja [51]. Svojstva teškog goriva su izražena NSRDS funkcijama kojima su pomoću "gnuplot" programa pronađeni odgovarajući koeficijenti tehnikom fitiranja krivulja. U OpenFOAM uvršten je model teškog goriva. U **Dodatku 2** prikazana su svojstva goriva, njihova oznaka i mjerne jedinice te je navedena NSRDS funkcija koja je korištena za modeliranje pojedinog svojstva te njeni koeficijenti. U nastavku su prikazani dijagrami ovisnosti svojstava goriva o temperaturi, slike 3.9 -3.14. Prikazane su vrijednosti iz [51] za dizelsko gorivo, za teško gorivo (HFO) te NSRDS funkcija korištena u OpenFOAM-u za simulaciju karakteristika teškog goriva.



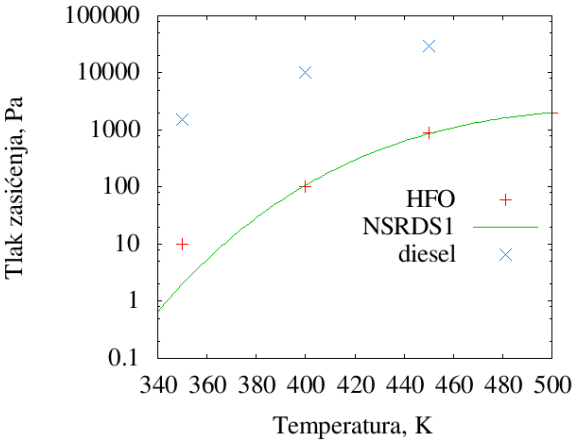
Slika 3.9: Gustoća goriva u zavisnosti o temperaturi i funkcija korištena u modelu goriva



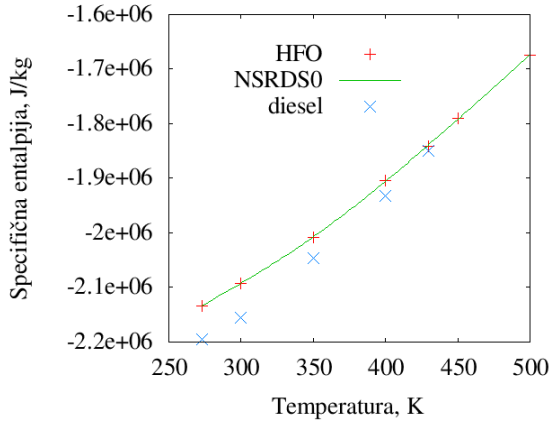
Slika 3.10: Površinska napetost goriva u zavisnosti o temperaturi i funkcija korištena u modelu goriva



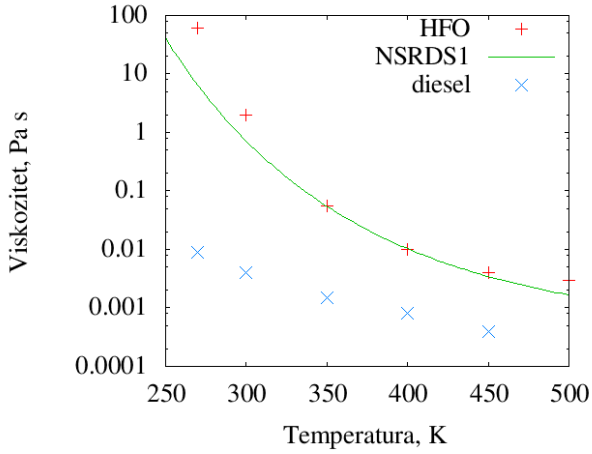
Slika 3.11: Toplina isparivanja goriva u zavisnosti o temperaturi i funkcija korištena u modelu goriva



Slika 3.12: Tlak zasićenja goriva u zavisnosti o temperaturi i funkcija korištena u modelu goriva



Slika 3.13: Specifična entalpija goriva u zavisnosti o temperaturi i funkcija korištena u modelu goriva



Slika 3.14: Viskoznost goriva u zavisnosti o temperaturi i funkcija korištena u modelu goriva

3.6 Kemijske reakcije

Uslijed velike brzine vrtnje, procesi u motoru imaju na raspolaganju malo vremena. Kemijski procesi bi za postizanje stanja ravnoteže trebali više vremena. Stoga se kemijske reakcije u dizelskom motoru prate putem jednadžbi kemijske kinetike. U nastavku je iznesen opis kemijske kinetike prema Škifiću [7].

Kinetika kemijskih reakcija služi za opis vremenske promjene koncentracije jednog ili više sastojaka tijekom odvijanja kemijske reakcije stvaranja ili tvorbe (reaktanti → produkti) ili raspada (produkti → reaktanti). Za jednu kemijsku reakciju u homogenoj smjesi plinova može se napisati stehiometrijska jednadžba kemijske reakcije:

$$\nu'_1 A_1 + \nu'_2 A_2 + \nu'_3 A_3 + \ldots + \nu'_N A_N \leftrightarrow \nu''_1 A_1 + \nu''_2 A_2 + \nu''_3 A_3 + \ldots + \nu''_N A_N \quad (3.34)$$

gdje su ν_i' stehiometrijski koeficijenti za reaktante, ν_i'' stehiometrijski koeficijenti za produkte, A_i su oznake kemijskih sastojaka, a N je broj različitih kemijskih sastojaka u reakciji. Ova se jednadžba može prikazati i u skraćenom zapisu:

$$\sum_{i=1}^{N} \nu'_i A_i \leftrightarrow \sum_{i=1}^{N} \nu''_i A_i \quad (3.35)$$

Primjer jedne jednadžbe kemijske reakcije je:

$$O_2 + 2\,CO \leftrightarrow 2\,CO_2 \quad (3.36)$$

Ovdje su:

N=3
$A_1 = O_2$ $A_2 = CO$ $A_3 = CO_2$
$v'_1 = 1$ $v'_2 = 2$ $v'_3 = 0$
$v''_1 = 0$ $v''_2 = 0$ $v''_3 = 2$

Brzinu odvijanja kemijske reakcije prati se preko vremenske promjene koncentracije sastojka A_i: d[A_i]/dt. Pod koncentracijom sastojka podrazumijeva se broj atoma ili molekula sastojka A_i u jedinici volumena:

$$[A_i]=\frac{n_i}{V} \quad . \tag{3.37}$$

Ovdje je n_i broj molova (broja atoma ili molekula) sastojka A_i, a V je volumen reaktora.

Brzina promjene koncentracije produkta A_i ujedno predstavlja brzinu odvijanja kemijske reakcije:

$$d\frac{[A_i]}{dt}=(v''_i-v'_i)\left(k_f\prod_{j=1}^{N}[A_j]^{v'_j}-k_b\prod_{j=1}^{N}[A_j]^{v''_j}\right) \quad . \tag{3.38}$$

Unutar ove formulacije, molarne koncentracije [A_i] daju utjecaj raspoloživih molarnih količina na vremensku promjenu koncentracija. Konstante k_f i k_b su konstante brzine (f za tvorbu, a b za raspad produkata) kemijske reakcije. Konstante brzine kemijske reakcije ovise o temperaturi T i energiji aktivacije E. Za opis te ovisnosti koristi se Arrheniusova jednadžba:

$$k_f=A_k T^{\beta}\exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \quad , \tag{3.39}$$

pri čemu je R univerzalna plinska konstanta. Ovdje je A_k predeksponencijalni koeficijent, β je eksponent temperature, a E je energija aktivacije. Sve ove tri vrijednosti su empirijski određene konstante. Ako jednadžba kemijske reakcije predstavlja elementarnu kemijsku reakciju, tada ove konstante vrijede za cijelo područje temperatura. Kod globalnih kemijskih reakcija (koje se sastoje iz niza elementarnih reakcija) ove eksperimentalno dobivene konstante vrijede samo u naznačenom temperaturnom području u kojemu su izvršena mjerenja.

Brzinu promjene drugih sastojaka u reakciji može se dobiti primjenom jednadžbe:

$$\frac{d[A_m]}{dt}=\frac{d[A_i]}{dt}\frac{v''_m-v'_m}{v''_i-v'_i} \quad . \tag{3.40}$$

Ako postoji više kemijskih reakcija koje se odvijaju istovremeno, koncentracija sastojka A_i koji učestvuje u više reakcija, pri čemu se u svakoj od reakcija njegova koncentracija mijenja po jednadžbama (3.38) ili (3.40), doživjet će višestruku promjenu. Ukupna brzina promjene koncentracije sastojka A_i u sustavu od r = 1, 2, 3, ..., N reakcija biti će:

$$\frac{d[A_i]}{dt}=\sum_{r=1}^{N}\left(\frac{d[A_i]}{dt}\right)_r \quad . \tag{3.41}$$

Tijekom kemijske reakcije dolazi do potrošnje reaktanata i do stvaranja produkata. Čim u reaktoru budu prisutni produkti, krenut će i reakcije raspada, tako da će produkti u reakciji raspada stvarati reaktante. Kako su reakcije raspada mnogo sporije od reakcija tvorbe, u početku će doći do značajnog smanjenja koncentracije reaktanata zbog njihove potrošnje u reakcijama.

Svaka kemijska reakcija, ako joj se pusti na raspolaganje dovoljno dugo vrijeme za odvijanje, dovest će do stanja kada se više neće mijenjati sastav smjese kemijskih sastojaka. Kod sporih reakcija vrijeme dostizanja takvoga stanja trajati će dugo, dok će kod brzih reakcija takvo stanje biti brzo dostignuto. Takvo stanje, kada se koncentracija sastojaka s vremenom više ne mijenja, naziva se stanje kemijske ravnoteže. Procesi kod motora su brzi tako da za postizanje kemijske ravnoteže nema dovoljno vremena.

Kemijska ravnoteža predstavlja asimptotski slučaj kada se reakcija odvija vrlo dugo, tako da su postignuti uvjeti da se reakcije gradnje i razgradnje odvijaju jednakom brzinom i da se koncentracije sastojaka više ne mijenjaju tijekom vremena. Ako su nam poznate kemijske reakcije koje se odvijaju, do koncentracije sastojaka u uvjetima kemijske ravnoteže možemo doći i primjenom uvjeta da se pri postignutoj kemijskoj ravnoteži s vremenom više ne mijenja koncentracija sastojka. Ako se taj uvjet primijeni na jednadžbu (3.37), dobije se vrlo jednostavan izraz:

$$k_f\prod_{j=1}^{N}[A_j]^{\nu_j'}-k_b\prod_{j=1}^{N}[A_j]^{\nu_j'}=0 \quad . \tag{3.42}$$

Iz ove jednadžbe može se također izvesti izraz za kemijsku ravnotežu:

$$K_p=\frac{\prod_{j=1}^{N}[A_j]^{\nu_j''}}{\prod_{j=1}^{N}[A_j]^{\nu_j'}}=\frac{k_f}{k_b}=\prod_{j=1}^{N}(x_i)^{(\nu_i''-\nu_i')} \tag{3.43}$$

koji vrijedi za uvjet da je tlak $p = p_0 = 1$ bar.

U disertaciji [7] prikazan je izvod jednadžbe za određivanje konstante kemijske ravnoteže za kemijsku reakciju pomoću konstanti kemijske ravnoteže za pojedine sastojke u reakciji:

$$K_p=\prod_{i=1}^{N}K_{f,i}^{(\nu_i''-\nu_i')} \quad . \tag{3.44}$$

Vrijednosti konstanti kemijske ravnoteže za čiste kemijske sastojke $K_{f,i}$ za čiste kemijske sastojke upisane su u tablicama JANAF u obliku:

$$\log_{10} K_{f,i} = f(T)$$

tj. vrijednosti dekadskog logaritma od $K_{f,i}$ prikazane su tablično u ovisnosti o temperaturi. Jednadžba (3.45) primjenjuje se za određivanje koeficijenta brzine za kemijsku reakciju raspada produkata:

$$k_b = \frac{k_f}{K_p} \quad . \tag{3.45}$$

Programski paket OpenFOAM sadrži više opcija za sheme kemijskih reakcija izgaranja. Jedna od tih opcija je globalna reakcija izgaranja, kao na primjer u datoteci chem.inp.1 iz OpenFOAM paketa, prikazana jednadžbom:

C7H16 + 11O2 => 7CO2 + 8H2O 5.00E+8 0.0 15780.0! 1 (3.46)

Prikazana reakcija (3.45) zapisana je u obliku u obliku:

reaktant A + reaktant B => produkt C + produkt D (3.47)

U produžetku datoteke su navedeni koeficijenti Arrheniusove jednadžbe: predeksponencijalni koeficijent, eksponent temperature te energija aktivacije i na kraju redni broj reakcije.

Ovakav proračun ima prednost da je vrlo brz, međutim ovakav opis predstavlja znatno pojednostavljenje jer prilikom izgaranja dolazi do čitavog niza međureakcija. Bez uvođenja detaljnijih sustava reakcija nemoguće je računati nastajanje polutanata kao što su dušikovi oksidi. Još jedno bitno ograničenje jednadžbi globalnih kemijskih reakcija je temperaturno područje valjanosti jednadžbe. Ekstrapolacija izvan tog temperaturnog područja stvara neprihvatljive greške. Stoga se koriste kompleksniji sustavi kemijskih reakcija opisanih s više jednadžbi kako bi se dobio detaljniji uvid u kemijske procese. Kako bi se ubrzali proračuni koriste se sve više modeli redukcije sheme kemijskih reakcija pri čemu se uzimaju u obzir samo kemijske reakcije koje najviše učestvuju u stavaranju produkata pri danoj temperaturi. U tablici 3.3 prikazani su osnovni podaci o korištenim shemama: naziv sheme, izvor, broj sastojaka, broj reakcija, te uključuje li jednadžbe za praćenje NO, C_2H_2 i OH sastojaka. U **Dodatku 3** prikazan je Chemkin datoteka sheme 15 koja je najčešće korištena u ovom radu.

Tablica 3.3: Kemijske sheme korištene u simulacijama i njihova osnovna svojstva

Naziv	**Izvor**	**br. sastojaka**	**br. reakcija**	**NO**	**C_2H_2**	**OH**
1	Standardni OpenFOAM	5	1	ne	ne	ne
15	Standardni OpenFOAM	15	39	da	ne	da
full	[41]	56	290	da	da	da
keck	Lucchini, neformalno	36	68	da	ne	da
Patel-Reitz-C2H2	[54]	33	76	da	da	da
Liu-Pitsch-Peters	Lucchini, neformalno	44	112	ne	da	da

3.7 Tvorba dušikovih oksida

Zbog pretežne tvorbe dušikova monoksida (preko 90 %) pri izgaranju u dizelskim motorima, razmatra isključivo tvorba NO. Kod mjerenja obično se mjeri samo emisija dušikova monoksida. Dušikov monoksid može u principu nastati na četiri različita načina u procesu izgaranja.

1. *Termički NO* nastaje pri visokim temperaturama (T > 2000 K) u području produkata izgaranja iza fronte plamena iz molekulskog dušika iz atmosferskog zraka pod djelovanjem radikala kisika i radikala OH. Ovome pridonosi i disocijacija molekula dušika (N_2) u atomarni dušik (N).
2. *Promptni NO* se stvara također iz molekulskog dušika iz zraka unutar tanke fronte plamena, koja je bogata radikalima ugljikovodika, koji s molekulama dušika tvore cianide. Iz ovoga se međureakcijama stvara NO. Ovaj mehanizam tvorbe prvi je proučavao Fenimor pa se stoga još naziva *Fenimor* NO. Međutim, na ovaj način, prema mnogim autorima, stvara se oko 5 % od ukupno stvorenog NO.
3. *NO iz goriva* nastaje oksidacijom dušika koji je kemijski vezan u molekuli goriva. Dospije li ovakva molekula goriva u frontu plamena, pretvara se u radikale, odnosno spojeve cijanida, koji u području plamena dijelom oksidiraju u NO.
4. *Stvaranje NO iz NO_2*. Mehanizam je sličan tvorbi termičkog NO. Molekula dušika u prisutnosti treće inertne molekule (M) i atmosferskog kisika (O) daje:

$$N_2 + O + M \rightarrow N_2O + M \tag{3.48}$$

Nakon toga može uslijediti:

$$N_2O + O \rightarrow NO + NO \tag{3.49}$$

S obzirom da istraživanja pokazuju da se u dizelskom motoru stvara gotovo 90 % *termičkog* NO od ukupno stvorenog, detaljnije će se analizirati samo ovaj mehanizam tvorbe. Kod tvorbe *termičkog* NO primjenjuje se proširen Zeldovičev mehanizam:

$$N_2 + O \overset{k_{1,b}\, k_{1,f}}{\leftarrow\rightarrow} NO + N \tag{3.50}$$

$$N + O_2 \overset{k_{2,b}\, k_{2,f}}{\leftarrow\rightarrow} NO + O \tag{3.51}$$

$$N + OH \overset{k_{3,b}\, k_{3,f}}{\leftarrow\rightarrow} NO + H \tag{3.52}$$

Prve dvije relacije odgovaraju tvorbi *NO* u području siromašne smjese, a zadnja pri tvorbi u području bogate smjese. Zbog jake trostruke veze (:N≡N:) u molekuli dušika, prva jednadžba ima veliku aktivacijsku energiju, pa se reakcija može odvijati samo pri visokim temperaturama. Stoga i slijedi naziv *termički* NO. U uvjetima izgaranja u dizelskom motoru reakcije proširenog Zeldovičeva mehanizma odvijaju se sporo u usporedbi s reakcijama izgaranja ugljikovodika. Stoga se za njih kaže da teku kinetički. To znači da u uvjetima koji vladaju pri izgaranju u dizelskom motoru (pri lokalnim temperaturama i lokalnim pretičcima zraka, kao i pri kratkim vremenima zadržavanja tijekom izgaranja) neće biti postignuta kemijska ravnoteža za koncentraciju dušikovih oksida. Iz (3.50)-(3.52) slijedi:

$$\frac{d[NO]}{dt}=k_{1,f}[O][N_2]+k_{2,f}[N][O_2]+k_{3,f}[N][OH]$$
$$-k_{1,b}[NO][N]-k_{2,b}[NO][O]-k_{3,b}[NO][H] \quad (3.53)$$

te:

$$\frac{d[N]}{dt}=k_{1,f}[O][N_2]+k_{2,f}[N][O_2]+k_{3,f}[N][OH]$$
$$-k_{1,b}[NO][N]-k_{2,b}[NO][O]-k_{3,b}[NO][H] \quad (3.54)$$

Glavne utjecajne veličine na tvorbu "termičkog NO" su:

- lokalne temperature u prostoru izgaranja (T_i),
- lokalni pretičak zraka kao mjera za koncentraciju oksidacijskih sastojaka (O, OH, O_2),
- koji učestvuju u reakciji i općenito sastojaka (N_2, O_2, NO, N, O, OH i H),
- vrijeme zadržavanja promatranog djelića mase u području s uvjetima T_i, λ_i.

Iz ovoga se može zaključiti da je smanjenje emisije NO moguće: smanjenjem konstante brzine reakcije, a to znači sniženjem temperature, smanjenjem koncentracije kisika i dušika. Škifić [7] donosi pregled od raznih autora korištenih predeksponencijalnih koeficijenata, eksponenata temperature i energija aktivacije u jednadžbama tvorbe NO. Tao koristi koeficijente brzine reakcije u sljedećem obliku:

$$k_1 = 1.4 \times 10^{14} \exp(-38{,}000K / T) \quad (3.55)$$

$$k_2 = 6.4 \times 10^{9}\, T^{1.0} \exp(-3{,}140K / T) \quad (3.56)$$

$$k_3 = 4.0 \times 10^{13} \quad (3.57)$$

OpenFOAM koristi zapis jednadžbi i koeficijente prikazane u tablici 3.4.

Tablica 3.4: Jednadžbe kemijske kinetike dušikovog oksida i koeficijenti korišteni u numeričkim simulacijama u ovom radu

	Jednadžba	A_k	β	E
R1	N + NO = N2 + O	3.270E+12	0.30	0.
R2	N + O2 = NO + O	6.400E+09	1.00	6280.
R3	N + OH = NO + H	7.333E+13	0.00	1120.

3.8 Tvorba čađe

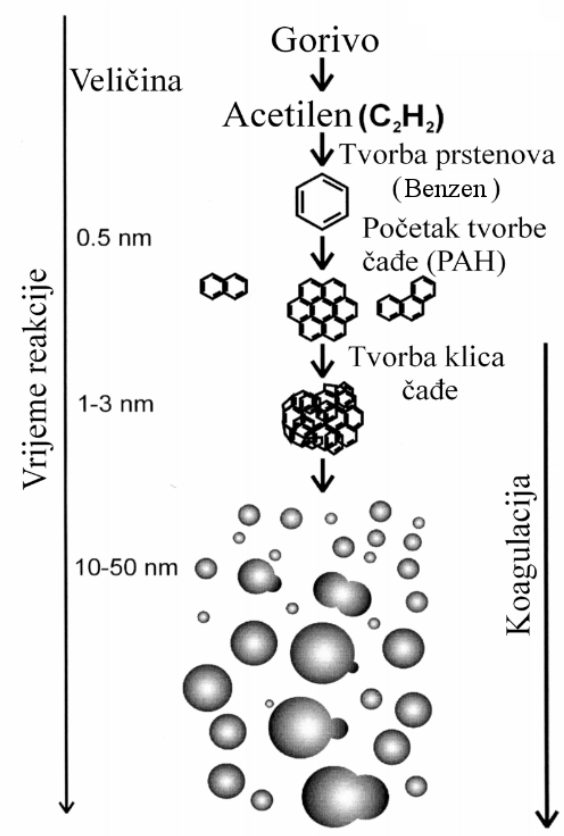
Tvorba čađe u dizelskom motoru je kompleksan problem koji uključuje kemijske i fizičke procese. Iako postoje određene spoznaje o strukturi, kemijskoj kinetici i transportu mase koji su sastavni dio procesa tvorbe čađe, teorije tvorbe čađe se razlikuju i problem nije sasvim razjašnjen. Jedan od mogućih teorijskih opisa se sastoji od sljedećih procesa: piroliza, tvorba acetilena, tvorba benzena, polimerizacija, površinski rast slojeva, koagulacija čestica. Ovi procesi nisu uvijek jasno odijeljeni jedan od drugoga i teku istovremeno, slika 3.15 [7]. Ove procese moguće je grupirati u različite faze. Tao [3] navodi i opisuje 4 osnovne faze:

1. homogena tvorba velikih molekularnih prekursora,
2. površinski rast uslijed apsorbiranja sastojaka iz okoline,
3. koagulacija spajanjem u veće čestice,
4. agregacija primarnih čestica u lančane nakupine.

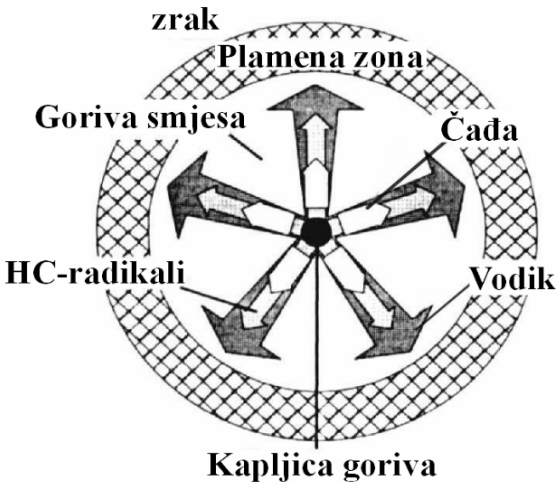
Uslijed visoke temperature dolazi do upaljivanja i do razgradnje velikih molekula goriva u manje ugljikovodike. Jedan od tih manjih ugljikovodika, koji se smatra ključnim u nastanku čađe, je acetilen (C_2H_2). Stoga se acetilen često naziva prekursor čađe. Neki ugljikovodici, kao što je metan (CH_4), ako se koriste kao gorivo nemaju kao produkt izgaranja čađu upravo zato što je mala vjerojatnost da će se prilikom njihovog izgaranja pojaviti acetilen. Međutim kod kompleksnijih ugljikovodika, velika je vjerojatnost nastanka acetilena pa stoga i čađe. Nakon tvorbe, molekule acetilena se kombiniraju u grupama po 3 i tako nastaju prsteni aromatskog ugljikovodika benzena (C_6H_6). Zatim se molekule benzena spajaju te nastaju policiklički aromatski ugljikovodici (PAH-Polycyclic Aromatic Hydrocarbons). Ovakav proces nastanka velikih molekula (polimera) sastavljenih od manjih, jednakih sastavnih molekula (monomera) zove se polimerizacija. Proces se nastavlja spajanjem sve više ovakvih molekula u slojevitu strukturu uz izdvajanje atoma vodika. Slojevi se raspoređuju na način da tvore primarne, sferične čestice čađe. Slijedi površinski rast pri čemu se na površinu spajaju dodatne molekule benzena te na taj način čestice rastu do promjera 10-50 nm. Ovakve se primarne čestice grupiraju i spajaju u grozdove i lančane strukture, te tako nastaju sekundarne čestice čađe, slika 3.15. Ovakav opis naziva se i acetilen hipoteza.

Jedan drugi teorijski opis je difuzijska hipoteza. Isparivanjem kapljice goriva, koju pojednostavljeno promatramo kao kuglicu, u topli okoliš, stvara se u njezinu okruženju plamena zona u koju će daljnjim isparivanjem difundirati gorivi sastojci kapljice. Uz pomoć visoke temperature dolazi do pirolitičke reakcije uz oslobađanje velike količine vodika. Plamenoj zoni se dovode nezasićeni ugljikovodici preko mješavine atoma vodika, HC-radikala i ugljika. Transport gorivih tvari, od mjesta nastajanja prema plamenoj zoni, odvija se difuzijom. Difuzija prema plamenoj zoni je definirana koeficijentom difuzije. U osnovi, atomi vodika imaju manji promjer, manju masu i veći koeficijent difuzije nego spojevi ugljikovodika. Vodik sustiže plamenu zonu prije od ostalih, za stvaranje čađe relevantnih sastojaka. Može se uzeti da vodik difundira u plamenu zonu četiri puta brže od svih ostalih sastojaka para goriva. Reakcija je kontrolirana difuzijom, a brzina reakcije je proporcionalna koeficijentu difuzije. Reakcijom oslobođena toplina podupire pirolizu zaostalih ugljikovodika pri čemu nastaje novi vodik. Oslobođeni vodik se stalno i brže transportira u plamenu zonu te troši pridolazeći kisik reakcijom u plamenoj zoni. Zaostali HC- radikali u krutom stanju u jezgri mogu još reagirati samo međusobno i brzo stvarati veće molekule. S ovim molekulama se difuzija prema plamenoj zoni odvija znatno polaganije. Čađa raste čestim međusobim

sudarima ovih čestica dok ne dođe do fronte plamena.



Slika 3.15: Tvorba čađe prema acetilen hipotezi [7]



Slika 3.16: Tvorba čađe prema difuzijskoj hipotezi [7]

Paralelno s procesom tvorbe čađe odvija se i oksidacija čađe. Ovo je heterogeni proces jer se odvija uglavnom samo na površini čestica čađe. Uslijed ovog procesa, masa ugljika čestica se smanjuje. Eksperimentalna istraživanja su pokazala kako u ovom procesu sudjeluju molekule O_2, kao i O i OH radikali, dok se smatra kako H_2O, CO_2, NO, N_2O i NO_2 također sudjeluju u procesu oksidacije. U fronti plamena oko 10% sudara s OH je djelotvorno, što znači da OH radikal ima vrlo značajnu ulogu čak i u prisustvu većih koncentracija molekularnog O_2. Kako je difuzijski transport mase brži od površinskih reakcija za čestice promjera manjeg od 1 μm, površinska oksidacija čađe se smatra kinetički reguliranim procesom. Oksidacija se smatra procesom od 2 koraka pri čemu se u prvom koraku O atom iz plinovite faze veže na česticu te u drugom čestica gubi atom ugljika. Ovaj mehanizam se ipak obično pojednostavljuje te se oksidacija čađe u modelima prati pomoću jedne kinetičke jednadžbe. Npr. Lee i suradnici su razvili model oksidacije s O_2 pri čemu je brzina reakcije oksidacije:

$$r_{ox} = k_{O_2} p_{O_2} \tag{3.58}$$

pri čemu je:

$$k_{O_2} = 1.085 \times 10^4 T^{-0.5} \exp\left(\frac{-39300}{RT}\right) . \tag{3.59}$$

Nagle i Strickland-Constable je nešto kompleksniji poluempirijski model oksidacije s O_2. Prema ovom modelu na površini čađe postoje po reaktivnosti različita područja: vrlo reaktivno područje A i manje reaktivno područje B. Udio reaktivnije površine A je x_A, a manje reaktivne površine B je preostala površina ($1-x_A$). Reakcija može o se pisati kao:

$$r_{ox} = \left(\frac{k_A p_{O2}}{1 + k_z p_{O2}}\right) x_A + k_B p_{O2}(1 - x_A) \tag{3.60}$$

pri čemu je

$$x_A = (1 + k_T / k_B p_{O2})^{-1} \tag{3.61}$$

$$k_A = A_A \exp\left(\frac{-E_{A,A}}{R_m T}\right) \tag{3.62}$$

$$k_B = A_B \exp\left(\frac{-E_{A,B}}{R_m T}\right) \tag{3.63}$$

$$k_T = A_T \exp\left(\frac{-E_{A,T}}{R_m T}\right) \tag{3.64}$$

$$k_Z = A_Z \exp\left(\frac{-E_{A,Z}}{R_m T}\right) . \tag{3.65}$$

Jedan od jednostavnijih modela čađe je model po Hiroyasu [46], objavljen 1983. godine. Sastoji se od dvije empirijske jednadžbe, jedna za tvorbu (3.66) druga za oksidaciju čađe (3.67). Konačni rezultat se dobiva iz razlike spomenutih jednadžbi (3.68). Prednost ovog modela je njegova jednostavnost. Model obuhvaća utjecaj temperature, tlaka i koncentracije goriva i kisika. Kako se radi o empirijskom modelu, za donekle točan rezultat potrebno je prilagoditi koeficijente modela za svaki motor posebno.

$$\frac{dm_{R,f}}{dt}=A_f\ m_{\mathrm{fu}}\cdot p_{cyl}^{0.5}\ \exp\left(\frac{-E_{\mathrm{f}}}{T}\right) \tag{3.66}$$

$$\frac{dm_{R,ox}}{dt}=A_{ox}\ m_R\ Y_{O_2}\cdot p_{cyl}^{1.8}\ \exp\left(\frac{-E_{ox}}{T}\right) \tag{3.67}$$

$$\frac{dm_R}{dt}=\frac{dm_{R,f}}{dt}-\frac{dm_{R,ox}}{dt} \tag{3.68}$$

Nekoliko godina kasnije, 1988., Moss i suradnici [47] razvijaju nešto kompleksniji model s dvije jednadžbe temeljen na praćenju dvije varijable: brojčana koncentracija (broj čestica po jedinici volumena) te volumni udio (volumen čađe po jedinici volumena).

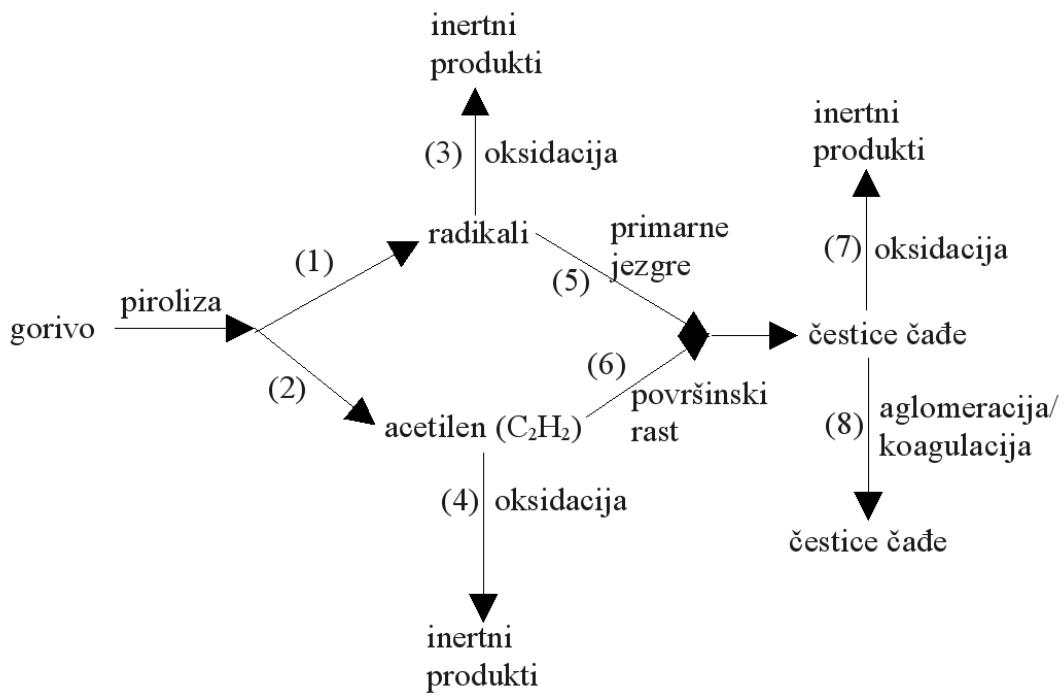
Tesner predlaže model u dva koraka: 1. tvorba klica koje prethode čađi i 2. tvorba čestica čađe. Surovkin ovom sistemu dodaje međukorak koji opisuje rast klica i njihovu pretvorbu u čestice čađe kada dostignu kritičan promjer [3]. Ovakav model zajedno s Nagle i Stickland-Constable modelom oksidacije korišten je u KIVA3v kodu [32]. Linstedt je razvio još softiciraniji model koji se sastoji od 4 koraka. Kod ovog modela se pomoću reakcija acetilena i benzena predviđa mjesto nastanka i razvoja čađe. Tvorba benzena i acetilena se dobiva iz detaljnog proračuna kemijske kinetike plinovite faze. Na ovakvom konceptu temelje se neki modeli koji su usljedili: Belardini, Fusco [55], Knox-Kelecy i Foster.

Ove i još neke modele je u svojoj disertaciji s nešto više detalja opisao Tao [3], koji svoj model temelji na detaljnoj kemijskoj kinetici poliaromatskih ugljikovodika (PAH).

Model tvorbe čađe korišten prilikom proračuna u ovom radu temelji se na modelu prema Fusco [55]. Shematski prikaz modela prikazan je na slici 3.17.

Para goriva raspada se pirolizom na radikale koji prethode čađi (1) i doprinosi tvorbi acetilena, C_2H_2 (2). Oba međusastojka mogu bilo odmah oksidirati (3, 4) ili doprinose tvorbi čađe. Ovo se posljednje događa na način da se radikali povezuju u primarne jezgre (5), kojima nakon toga nakupljanja raste površina (6). Nastale čestice čađe mogu se nakupljati koagulacijom u manji broj velikih čestica (8), ili oksidiraju u inertne produkte (7). Opisane reakcije navedene su u tablici 3.4, zajedno s brzinama reakcija, korištenim predeksponencijalnim faktorima A_i te energijama aktivacije $E_{A,i}$.

Brojčana koncentracija čestica N_p, molarna koncentracija radikala [VR], molarna koncentracija acetilena [C_2H_2] i volumni udio čađe υ_{fR} dobiju se integrirajući jednadžbe čiji su članovi brzine opisanih reakcija, (3.69)-(3.72). Brzine reakcija te korišteni koeficijenti navedene su u tablici 3.5.



Slika 3.17: Shema modela tvorbe čađe prema [55]

$$\frac{d\left[N_p\right]}{dt} + \Delta\left(\Phi \cdot N_p\right) = N_a \cdot r_5 - r_8 \tag{3.69}$$

$$\frac{d\left[VR\right]}{dt} + \Delta\left(\Phi \cdot VR\right) = r_1 - r_3 - r_5 \tag{3.70}$$

$$\frac{d\left[C_2H_2\right]}{dt} + \Delta\left(\Phi \cdot C_2H_2\right) = +r_2 - r_4 - r_6 \tag{3.71}$$

$$\frac{d\left[\upsilon_{fR}\right]}{dt} + \Delta\left(\Phi \cdot \upsilon_{fR}\right) = \frac{1}{\rho}\left(r_5 MW_{VR} + r_6 MW_C - r_7 MW_C\right) \tag{3.72}$$

Tablica 3.5: Kemijske reakcije, jednadžbe brzina reakcija i korišteni koeficijenti za model čađe [55]

Proces	**Kemijska reakcija**	**Brzina reakcije, r_i**	**A_i [mol, cm, s]**	**$E_{A,i}$ [J/mol]**
(1) Tvorba radikala	$C_mH_n \rightarrow m/2$ VR	$r_1 = \frac{m}{2} A_1 \exp\left(\frac{-E_{A,1}}{R_m T}\right) \cdot [B_g]$	$0{,}7 \times 10^{12}$	502 400
(2) Tvorba C_2H_2	$C_mH_n \rightarrow m/2\ C_2H_2$	$r_2 = \frac{m}{2} A_2 \exp\left(\frac{-E_{A,2}}{R_m T}\right) \cdot [B_g]$	$2{,}0 \times 10^{8}$	49 000
(3) Oksidacija radikala	$R + 0_2 \rightarrow$ inertni produkti	$r_3 = A_3 \exp\left(\frac{-E_{A,3}}{R_m T}\right) \cdot [VR] \cdot [O_2]$	$1{,}0 \times 10^{12}$	167 500
(4) Oksidacija C_2H_2	C_2H_2 + O2 → inertni produkti	$r_4 = A_4 \exp\left(\frac{-E_{A,4}}{R_m T}\right) \cdot [C_2H_2] \cdot [O_2]$	$6{,}0 \times 10^{13}$	209 000
(5) Nastanak čestica	VR → P	$r_5 = A_5 \exp\left(\frac{-E_{A,5}}{R_m T}\right) \cdot [VR]$	$1{,}0 \times 10^{10}$	209 000
(6) Rast čestica	$P + C_2H_2 \rightarrow P$	$r_6 = A_6 \exp\left(\frac{-E_{A,6}}{R_m T}\right) \cdot [C_2H_2] \cdot S_p^{0,5}$ $S_p = \pi \cdot D_p^2 \cdot N_p$	$4{,}2 \times 10^{4}$	50 200
(7) Oksidacija čestica	$P + O_2 \rightarrow$ inertni produkti	$r_7 = S\left[x \frac{k_A p_{O_2}}{1 + k_z p_{O_2}} + (1-x) k_B p_{O_2}\right]$ $x = \left(1 + \frac{k_T}{k_B p_{O_2}}\right)^{-1}$ $k_A = A_A \exp\left(\frac{-E_{A,A}}{R_m T}\right)$ (g atom cm^{-2} atm^{-1}) $k_B = A_B \exp\left(\frac{-E_{A,B}}{R_m T}\right)$ (g atom cm^{-2} atm^{-1}) $k_T = A_T \exp\left(\frac{-E_{A,T}}{R_m T}\right)$ (g atom cm^{-2}) $k_Z = A_Z \exp\left(\frac{-E_{A,Z}}{R_m T}\right)$ (atm^{-1})	20 $4{,}46 \times 10^{3}$ $1{,}51 \times 10^{5}$ 21,3	125 600 63 640 406 100 -17 200
(8) Oksidacija čestica	x P → P	$r_8 = k_k \cdot T^{0,5} \cdot \nu f_R^{1/6} \cdot N_p^{11/6}$ $k_k = 1{,}05 \cdot 10^{-7}$ (cm mix s^{-1} K$^{-1/2}$)		

Različiti izvori [10],[56] navode da porast tlaka pospješuje stvaranje čađe. U preliminarnim testovima se je pokazalo da Fusco model ne uspijeva uhvatiti utjecaj tlaka, pa je originalni model stoga modificiran zamjenom jednadžbi r_2, r_6 te r_7 iz tablice 3.5 jednadžbama (3.73)-(3.75).

$$r_2 = \frac{p}{4.4 \cdot 10^6} \frac{m}{2} A_2 \exp\left(\frac{-E_{A,2}}{R_m T}\right) \cdot \left[B_g\right] \tag{3.73}$$

$$r_6 = \left(\frac{p}{4.4 \cdot 10^6}\right)^4 A_6 \exp\left(\frac{-E_{A,6}}{R_m T}\right) \cdot \left[C_2 H_2\right] \cdot S_p^{0,5} \tag{3.74}$$

$$r_7 = \frac{4.4 \cdot 10^6}{p} S \left[x \frac{k_A p_{O_2}}{1 + k_z p_{O_2}} + (1-x) k_B p_{O_2} \right] \tag{3.75}$$

Jedna od pogodnosti modela je da omogućuje izračun dimenzija čestica. Iz volumnog udjela čađe υ_{fR} i brojčane koncentracije N_p moguće je izračunati prosječan volumen čestice:

$$V_p = \frac{\upsilon_{fR}}{N_p} \tag{3.76}$$

Uz pretpostavku sferičnih čestica, lako je izračunati srednji promjer čestica:

$$D_p = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot V_p}{\pi}} \tag{3.77}$$

3.9 Numerička implementacija

Numerička implementacija izvedena je pomoću OpenFOAM (Open Field Operation and Manipulation) paketa [33], [67], [68]. Radi se o kompletu rješavača, biblioteka i ostalih softverskih dodataka namijenjenih rješavanju problema mehanike kontinuuma, uključujući računarsku mehaniku fluida i sustave s kemijskim reakcijama. Kako mu samo ime govori, radi se o otvorenom kodu što znači da se može slobodno i besplatno skinuti s interneta, modificirati i razvijati nove komponente pomoću već razvijenih dijelova. Njegova otvorenost ga čini naročito pogodnim za rješavanje neuobičajenih problema kao što su to procesi na velikom brodskom dizelskom dvotaktnom motoru. Pisan je u C++ programskom jeziku te koristi njegove najnaprednije mogućnosti. Koristi se uglavnom u okruženju Linux operativnih sustava. Njegov razvoj započinje krajem osamdesetih godina prošlog stoljeća na Imperial College, London, kao pokušaj da se razvije fleksibilna i moćna platforma za probleme mehanike kontinuuma koristeći napredniji jezik od tadašnjeg standarda, Fortrana. Njegov prethodnik FOAM bio je distribuiran od strane tvrtke Nabla Ltd. sve do prelaska na slobodni kod (open source) 2004 godine. OpenFOAM koristi poliedarske ćelije odnosno ćelije s proizvoljnim brojem čvorova. To mu omogućuje veliku fleksibilnost prilikom razvoja

proračunske mreže jer može raditi kako sa strukturiranim tako i s nestrukturiranim mrežama. Iako ima vlastiti generator mreže, on je vrlo primitivan. Stoga se obično koriste komercijalni generatori mreža pa se razvijena mreža konvertira u prikladan format jednim od mnogih razvijenih konvertera. U ovom radu je za razvoj mreže korišten k3prep (generator mreže namijenjen generiranju mreža za program KIVA) i GAMBIT (generator mreže namijenjen generiranju mreža za program FLUENT). Za diskretizaciju je korištena metoda konačnih volumena. OpenFOAM ima već ugrađene razne metode rješavanja parcijalnih diferencijalnih jednadžbi. U radu je uglavnom korištena "Gauss upwind" metoda. Za vizualizaciju trodimenzionalnih rezultata korišten je također besplatni program "Paraview" [69] .

Jedna od prednosti OpenFOAM softverskog paketa je da omogućuje zapis vektorskih jednadžbi očuvanja poput opisanih (3.1)-(3.8) na način sličan matematičkim izrazima. U tu svrhu su pomoću c++ programskog jezika definirani vektorski operatori kao što su **div**, **grad** i **laplacian**. Na taj se način primjerice jednadžba (3.6) u OpenFOAM kodu može pisati na sljedeći način:

```
solve
(
        fvm::ddt(rho,Y)
    +   fvm::div(phi,Y)
        ==
        fvm::laplacian(mu,U)
    +   Sy
);
```

Za simulacije dizelskih motora korišten je rješavač "dieselEngineDyMFoam" razvijen na "Internal Combustion Engines Group" tehničkog sveučilišta Politeccnico di Milano. Za razliku od standardne aplikacije namijenjene rješavanju izgaranja u dizelskom motoru "dieselEngineFoam" ova ima mrežu kojoj se dinamički za vrijeme proračuna dodaju i oduzimaju slojevi mreže kako bi se izbjegle ekstremne deformacije uslijed gibanja klipa. Za simulaciju komore izgaranja korištena je aplikacija "dieselFoam". Razvojna verzija OpenFOAM-a s Politeccnico di Milano osim dijela za dodavanje i oduzimanje slojeva mreže ima modificirane modele mlaza goriva i modificirani model proračuna kemijskih reakcija. U ovom radu su u OpenFOAM ugrađeni vlastiti modeli za čađu te model teškog goriva.

4. Validacija modela

4.1 Numeričke simulacije mlaza goriva, izgaranja i tvorbe čađe u komori izgaranja konstantnog volumena Sandia National Laboratories

Numeričke simulacije mlaza primjenjuju se najviše, osim kod istraživanja ostalih toplinskih strojeva i nekih drugih primjena, kod istraživanja dizelskih motora. Međutim dizelski motor je vrlo kompleksan sustav za simulaciju jer uključuje složenu geometriju promjenjivog volumena. Osim toga, detaljna eksperimentalna mjerenja mlaza i tvorbe polutanata na motorima zahtijevaju optički pristup u cilindar što nije uvijek moguće ostvariti. To zahtjeva odstupanje od realnih uvjeta procesa u motoru kao što su promjena geometrije, smanjenje tlaka i brzine vrtnje. Stoga se kao rješenje spomenutih problema pri istraživanju procesa u dizelskom motoru često primjenjuju eksperimentalna istraživanja u komori izgaranja konstantnog volumena. Ovakve komore omogućuju bolju kontrolu uvjeta u komori kao što su tlak, temperatura i sastav atmosfere. Također je puno lakše ostvariti optički pristup području izgaranja. S druge strane, kod numeričke simulacije ovakvih procesa moguće je izolirati mlaz i ograničiti se na njegove parametre. Nakon razvijanja modela i reguliranja parametara mlaza, izgaranja i tvorbe polutanata u komori, podaci se lako preslikaju u širi model cilindra motora.

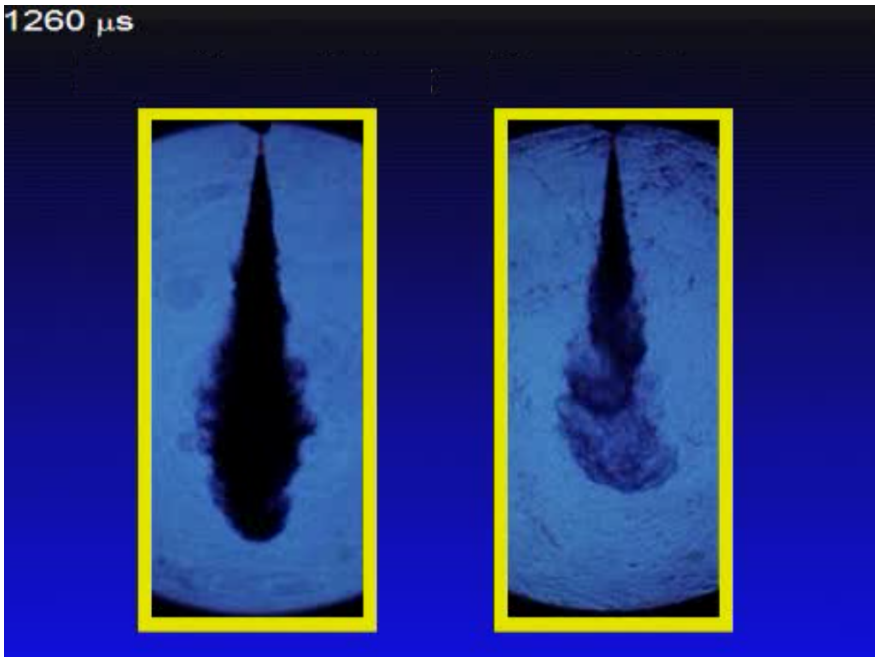
Osnovne značajke mlaza su prodor, kut i veličina kapljica. Prodor i kut su bitni jer određuju područje koje će obuhvatiti mlaz, što određuje obuhvaćeni volumen zraka. U konačnom volumenu koji mlaz obuhvaća, na određenom tlaku nalazi se točno određena masa zraka. Omjer ubrizgane mase goriva i obuhvaćene mase zraka rezultira lokalnim pretičkom zraka:

$$\lambda = \frac{L}{L_{st}} \quad . \qquad (4.1.1)$$

Veličina kapljica je bitna jer određuje površinu za izmjenu topline i isparivanje. Što ima više kapljica uz određenu ukupnu masu goriva, manji im je promjer te veća ukupna površina. Ovaj omjer se najčešće izražava pomoću Sauterovog srednjeg promjera (SMD, d_{32}), odnosno omjera srednjeg volumena podijeljenog sa srednjom površinom kapljica:

$$SMD = \frac{\sum_{i=1}^{N} d_i^3}{\sum_{i=1}^{N} d_i^2} \quad . \qquad (4.1.2).$$

Manje kapljice rezultiraju bržim isparivanjem, bržom tvorbom gorive smjese i kraćim životnim vijekom.

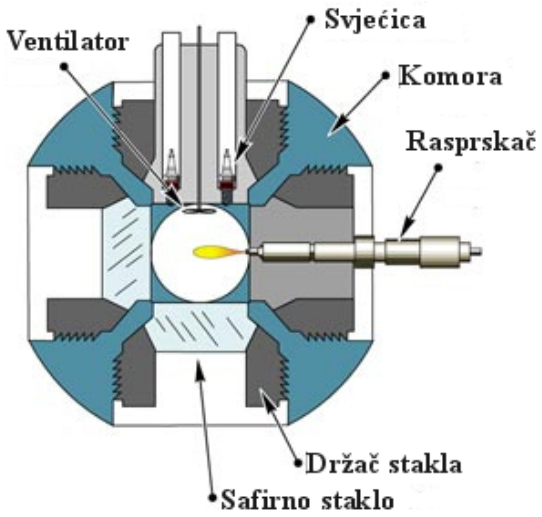


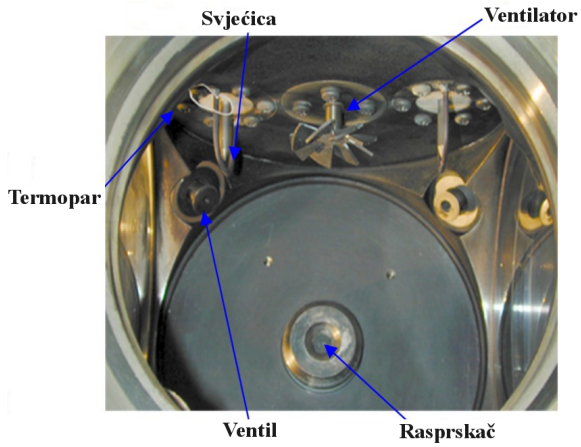
Slika 4.1.1: Usporedba mlaza koji ne isparava i mlaza koji isparava [49]

Eksperimentalno mjerenje prodora i kuta mlaza izvodi se pomoću visokobrzinskog snimanja, slika 4.1.1. Kako su procesi u mlazu goriva kaotični i uvjetovani turbulencijom, rezultati variraju pa se koriste prosječne vrijednosti iz više pokušaja. Kod usporedbe simulacije i mjerenja javlja se niz problema. Kod simulacije, radi racionalnijeg korištenja računalnih resursa, ne prati se svaka kapljica već paketi kapljica s jednakim karakteristikama (dimenzije, položaj, brzina, temperatura..), tzv. "parcels". Kapljice se postupno smanjuju uslijed raspada i isparivanja. Teško je odrediti trenutak kada sva tekućina ispari. Kod simulacija je definirana minimalna masa kapljice nakon koje čitava njena masa prelazi u paru. Stoga može zavarati praćenje prodora na način da se prati najudaljenija kapljica jer će ta vrijednost uvelike ovisiti o vrijednosti minimalne mase kapljice koja se prati. U konačnici je područje gorive smjese određeno područjem do kojeg dopru pare goriva pa je za uvjete u kojim gorivo isparava praćenje prodora pare goriva kod simulacije svrsihodniji pokazatelj od prodora najudaljenijih kapljica za usporedbu s eksperimentalno izmjerenim prodorom mlaza.

4.1.1 Opis komore izgaranja i rubni uvjeti

U svrhu istraživanja fenomena do kojih dolazi prilikom ubrizgavanja i izgaranja dizelskog goriva u atmosferu sličnu onoj u dizelskom motoru, ustanova Sandia National Laboratories izradila je specijalnu komoru. Komora je kubičnog oblika, karakteristične dimenzije 108 mm. Svaka stranica ima okrugli prozorčić promjera 105 mm. Na jednoj od stranica ugrađen je injektor, na drugoj dvije svjećice za paljenje smjese i ventilator za homogeniziranje smjese. Na preostale 4 stranice ugrađeno je safirno staklo koje omogućuje optički pristup. Usisni i ispušni ventili te otvori za senzore tlaka i temperature ugrađeni su u kutevima komore. Poprečni presjek komore prikazan je na slici 4.1.2. Unutrašnjost komore s opisanim elementima prikazana je na fotografiji 4.1.3. Detaljniji opis komore može se naći na [49].





Slika 4.1.2: Presjek Sandia komore

Slika 4.1.3: Unutrašnjost Sandia komore

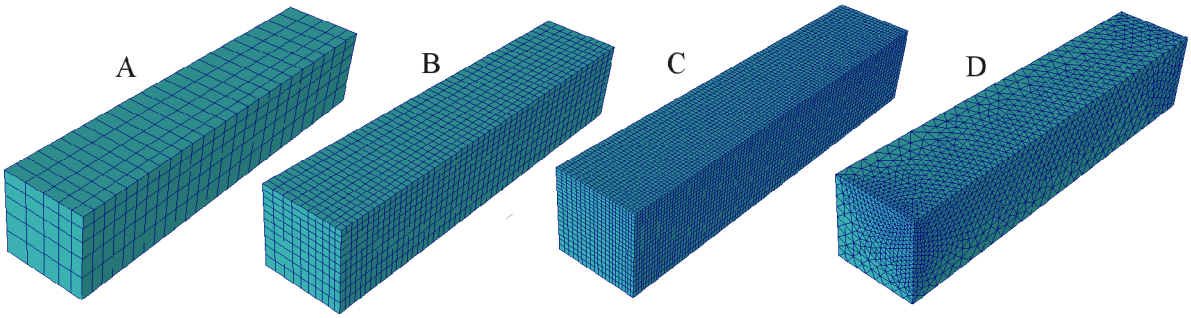
4.1.2 Utjecaj gustoće i topologije mreže na kut i prodor mlaza

Analiziran je utjecaj gustoće i topologije proračunske mreže na osnovne značajke mlaza kao što su prodor, kut (oblik) i brzina isparivanja. U tu svrhu izrađeno je nekoliko mreža dimenzija 100 x 20 x 20 mm, slika 4.1.4. Dimenzije mreže su dovoljne za obuhvaćanje mlaza. Mreža je manja od one korištene u Sandia eksperimentu i u proračunima izgaranja zbog štednje računalnih resursa. To je prihvatljivo kod ovih simulacija zato što su izvedene s isključenim izgaranjem, a ako nema izgaranja nema ni porasta tlaka koji bi ovisio o volumenu komore i snažno utjecao na procese raspada mlaza i isparivanja kapljica. Mreže su zgusnute u području mlaza. Prva, najgrublja mreža ima rezoluciju od 25 x 5 x 5 = 625 ćelija. Druga, srednja, ima rezoluciju od 50 x 10 x 10 = 5000 ćelija, a treća 100 x 20 x 20 = 40 000 ćelija. Posljednja mreža je nestrukturirana te se sastoji od 12540 ćelija. Karakteristična dimenzija ćelije u području ulaza mlaza je 2 mm za prvu, najgrublju mrežu, 1 mm za drugu, 0.5 mm za treću, najfiniju mrežu. Za nestrukturiranu mrežu je ovu veličinu teže odredit, a i nema svrhe s obzirom da je drugačijeg oblika, može se reći da je nešto manja nego kod najfinije strukturirane mreže. Ove karakteristike mreža sažete su u tablici 4.1.1. Ostale postavke proračuna su bile nepromijenjene i vidljive su u tablici 4.1.2.

Na slici 4.1.5 prikazane su usporedbe proračuna (s gornje strane svake slike) i fotografije eksperimentalno dobivenog mlaza izrađene pomoću Schlieren tehnike (s donje strane).

U najgornjem redu prikazana je simulacija mlaza s isključenim isparivanjem. Usporedivši ga sa slikom može se zaključiti kako je kut mlaza nešto manji osim u prvom dijelu koji prodire kroz plinovitu fazu, a prodor je nešto prevelik. To je očekivano jer se iz slike 4.1.1 može vidjeti kako mlaz bez isparivanja brže prodire uslijed veće kinetičke energije zbog veće mase u kapljicama koje nisu izgubile dio mase isparivanjem.

U drugom redu prikazana je usporedba simulacije s uključenim isparivanjem izvedene na najfinijoj mreži. Može se vidjeti kako u ranoj fazi (517μs) simulirani mlaz malo sporije



Slika 4.1.4: Proračunske mreže za analizu utjecaja gustoće mreže

Tablica 4.1.1: Osnovna svojstva proračunskih mreža

Mreža	**A**	**B**	**C**	**D**
Dimenzije (mm)	100 x 20 x 20	100 x 20 x 20	100 x 20 x 20	100 x 20 x 20
Topologija	strukturirana	strukturirana	strukturirana	nestrukturirana
Podjela	25 x 5 x 5	50 x 10 x 10	100 x 20 x 20	-
Broj ćelija	625	5000	40000	12540
Dimenzije ćelije	2 mm	1 mm	0.5 mm	-
Trajanje proračuna*	1.33 min	15.56 min	325.3 min	127.6 min

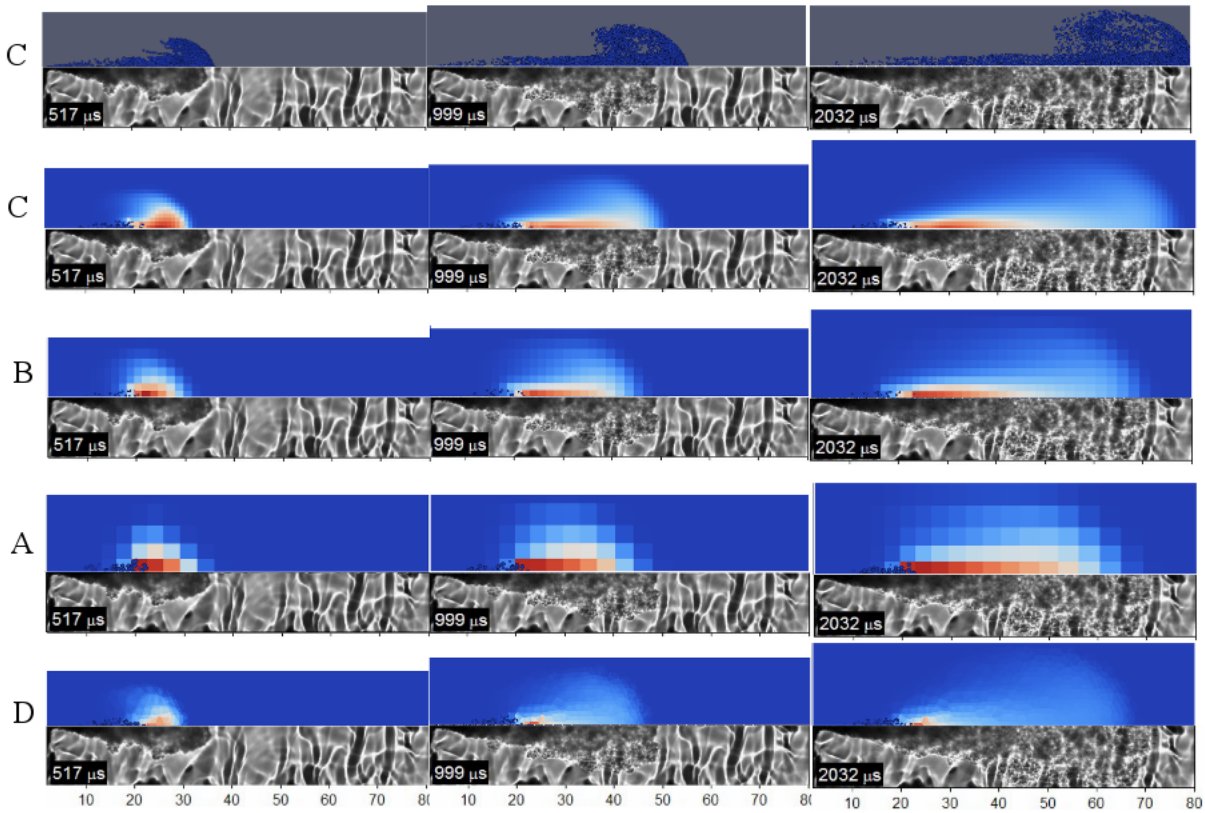
*Proračuni su izvršeni na računalu s radnim taktom 2.6 GHz

Tablica 4.1.2: Osnovne postavke proračuna

Gorivo:	NHPT (C_7H_{16})
Sadržaj O_2:	0%
Temperatura atmosfere u komori:	1000 K
Tlak u komori:	4.33 MPa
Gustoća atmosfere:	14.8 kg/m^3
Promjer sapnice:	0.1 mm
Tlak ubrizgavanja:	150 MPa
Temperatura goriva:	373 K
Model primarnog raspada	off
Model raspada kapljica	ReitzKHRT
Model isparivanja	StandardEvaporationModel
Model prelaza topline	RanzMarshall
Model aerodinamičkog otpora	standardDragModel

prodire te ima širi kut od eksperimentalno dobivenog. U kasnijim fazama je slaganje bolje i može se reći da se prostiranje para goriva dobiveno simulacijom jako dobro podudara s prostiranjem eksperimentalno dobivenog mlaza. To vrijedi i za prodor i za kut. Može se uočiti

kako bi promatranje prodora isključivo tekuće faze simuliranog mlaza dovelo do sasvim različitih zaključaka jer kapljice vrlo brzo isparavaju pa je prodor tekuće faze vrlo mali u usporedbi s prodorom pare goriva. Prodor tekuće faze se pak bolje podudara s eksperimentalno izmjerenom duljinom neprekinutog mlaza tekuće faze koji iznosi 9.2 mm. Ovu usporedbu potrebno je uzeti s rezervom jer kod eksperimenta kapljice lete dalje od 9.2 mm, te nije definirano na kojoj udaljenosti one u potpunosti prelaze u plinovitu fazu. Za simulaciju izgaranja je ionako bitno područje prostiranja pare goriva a ne tekuće faze.



Slika 4.1.5: Usporedba rezultata simulacije i eksperimentalno dobivenog mlaza za različite strukture mreže. Slike se odnose na mreže opisane u tablici 4.1.1: od vrha prema dnu: mreža C (100 x 20 x 20) bez isparivanja, mreža C (100 x 20 x 20), mreža B (50 x 10 x 10), mreža A (25 x 5 x 5) i mreža D (nestrukturirana)

U trećem redu je prikazana usporedba za grublju mrežu. Vrijedi ista priča kao i za najfiniju mrežu, s time da je simulirani prodor nešto sporiji, pa se u nekim fazama čak bolje podudara s mjerenjem. Iako slabija, rezolucija je dostatna za opisivanje kuta mlaza sličnog kao kod mjerenja.

U četvrtom redu prikazana je usporedba simulacije na najgrubljoj mreži. Prodor mlaza je još sporiji pa malo kasni za mjerenim. Kut je teško odrediti radi slabe rezolucije te se može primijetiti da pare goriva idu previše u širinu.

U posljednjem redu prikazana je usporedba simulacije izvedene na nestrukturiranoj mreži. Vidi se da iako mreža nije gruba, rezultat podsjeća na onaj postignut na najgrubljoj mreži, po prodoru i širini prostiranja para goriva. Pogled na dijagram penetracije (slika 4.1.6) potvrđuje zaključke. Mlaz s isključenim isparivanjem brže prodire radi veće mase i kinetičke energije kapljica. Proračun s najfinijom mrežom malo precjenjuje prodor. Proračun sa srednjom

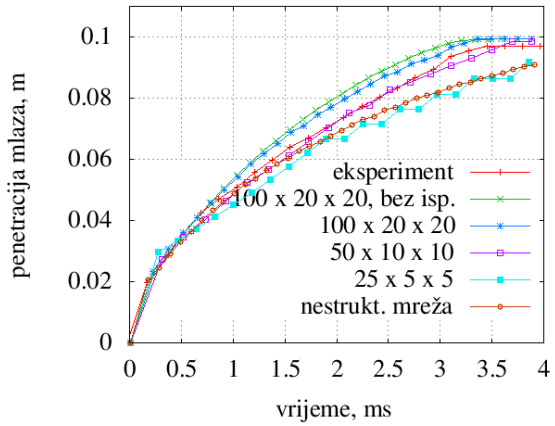
mrežom daje najbolje slaganje s izmjerenim rezultatom, a najgrublja i nestrukturirana mreža lagano podcjenjuju brzinu prodiranja. Može se primijetiti i stepenasti tijek prodora za najgrublju mrežu što je rezultat smanjene rezolucije.

Usporedba srednjeg Sauterovog promjera kapljica (slika 4.1.7) pokazuje kako nema značajnih razlika između simulacija na različitim mrežama. Sauterov srednji promjer se za sve slučajeve vrlo brzo smanji na oko 22 μm, uz laganu iznimku za najgrublju mrežu kod koje se vrijednost kreće oko 24 μm.

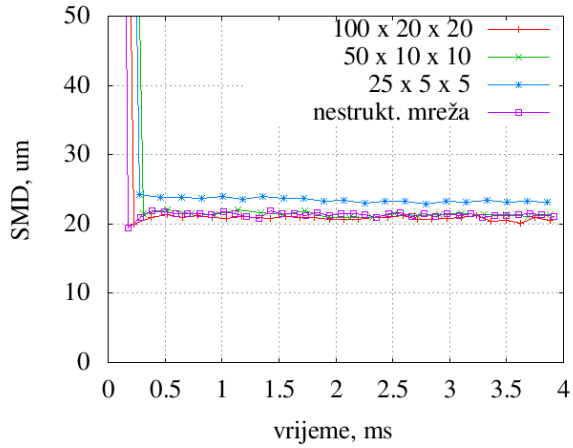
Analiza isparene mase goriva (slika 4.1.8) pokazuje kako gustoća mreže nema utjecaja na brzinu isparivanja, što bi značilo da se, ako se ne traži velika prostorna rezolucija, mogu koristiti i grublje mreže.

Trajanje proračuna je bilo 325.3 min za najfiniju mrežu, 15.56 min za grublju mrežu, 1.33 min za najgrublju te 127.6 min za nestrukturiranu mrežu.

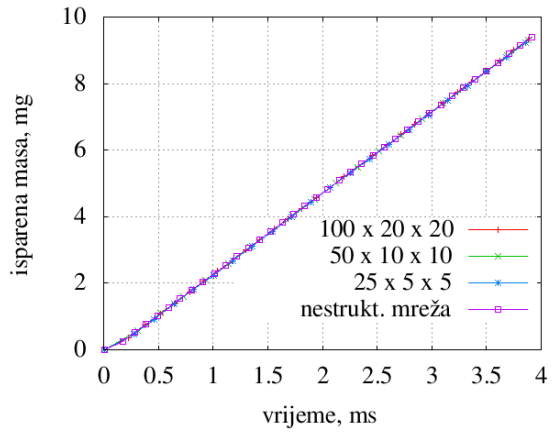
Iz prikazanih rezultata može se zaključiti da je najbolji kompromis mreža srednje gustoće s dimenzijom ćelije u području ubrizgavanja od 1 mm i s 5000 ćelija, što se podudara s rezultatima postignutim kod [57].



Slika 4.1.6: Penetracija mlaza za različite mreže



Slika 4.1.7: SMD za različite mreže



Slika 4.1.8: Isparena masa za različite mreže

4.1.3 Utjecaj parametara mlaza

Korišteni model blob-KH-RT ima nekoliko parametara od kojih su neki fiksni, a neki su namijenjeni za naštimavanje parametara simuliranog mlaza. U ovom radu su varirani koeficijenti B_1, C_{BU} i C_{RT} kako bi se analizirao njihov utjecaj na mlaz. U ovom nastavku rada koristi se izvorni zapis iz OpenFOAM datoteka B1, CBU i CRT. Analiza je izvršena razmatrajući utjecaj koeficijenata na Sauterov srednji promjer, na penetraciju tekuće faze, na penetraciju pare goriva te na brzinu isparivanja mase. Osim toga vrši se vizualna usporedba rezultata simulacija pri čemu se razmatra položaj i veličina kapljica te raspored masenih udjela pare goriva u trenutku 2 ms nakon početka ubrizgavanja.

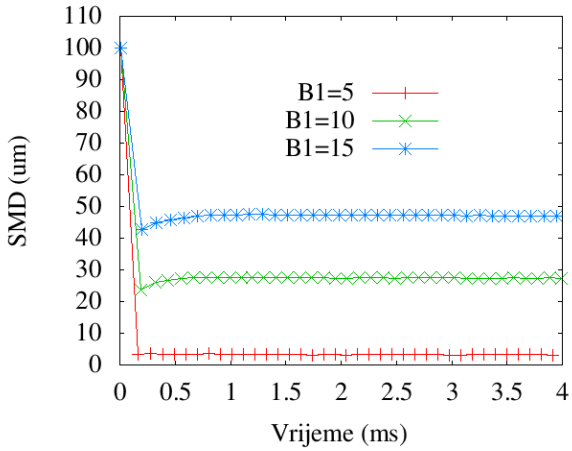
Koeficijent B1

Koeficijent B1 utječe direktno na vrijeme raspada τ_{bu} kao što se može vidjeti u jednadžbi (3.22). Kasniji raspad utječe na dulje zadržavanje većih kapljica što znači da veće vrijednosti B1 rezultiraju većom prosječnom veličinom kapljica. To se može zaključiti i promatrajući rezultate simulacija.

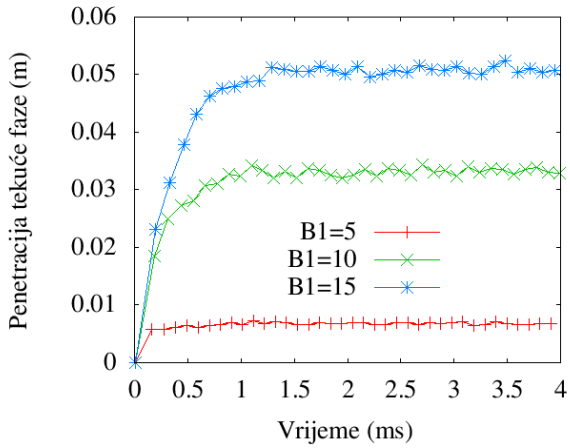
Na slici 4.1.9 vidi se da povećanje koeficijenta B1 rezultira porastom veličine kapljica. Za B1=5 vrijednost SMD je oko 3.3 μm, za B1=10 SMD je oko 27.3 μm dok je za B1= 15 oko 47 μm. Veće kapi imaju veću masu te je potrebno duže vrijeme za njihovo progrijavanje. To znači da sporije isparavaju i imaju veću inerciju. Zbog toga veće kapi dopiru dalje od sapnice, kao što se može vidjeti na slici koja prikazuje penetraciju tekuće faze, slika 4.1.10. Tekuća faza za B1 = 5 dopire do oko 0.006 m od sapnice prije nego što potpuno ispari. Za vrijednost B1=10 dopire do 0.032 m dok za B1=15 dopire do 0.052 m od sapnice. Veće kapi prenose masu goriva brže i dalje od sapnice tako da se proces isparivanja odvija na tom udaljenijem mjestu. Tako je posljedica tog daljeg prodora tekuće faze i brži prodor pare goriva za veće vrijednost B1.

Na slici 4.1.11 može se vidjeti kako pare goriva prodiru brže za veće vrijednosti B1, naročito u početnoj fazi procesa. Veća inercija omogućuje većim kapima da lete dalje i tamo isparavaju, dok otpor zraka prije uspori sitnije kapljice koje ispare prije odnosno bliže sapnici. U kasnijem dijelu procesa, kapljice pokrenu i masu okolnog zraka, razlika brzine između tekuće i plinovite faze se smanji pa se smanji i otpor zraka. Iz tog se razloga smanji i razlika u prodoru pare u drugom dijelu procesa.

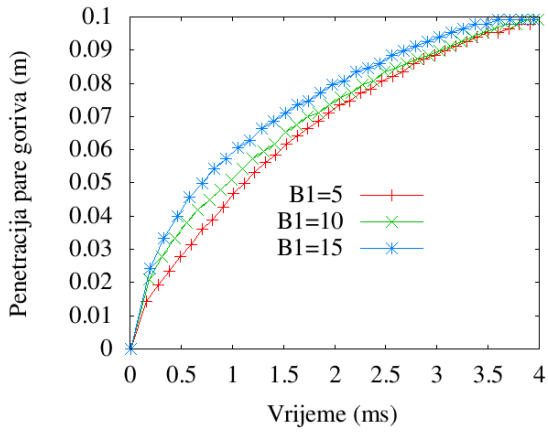
Na slici 4.1.12. vidi se da je isparivanje sporije za veće vrijednosti B1. Razlog tome je što male kapi brže bivaju progrijane te imaju veći omjer površine i mase.



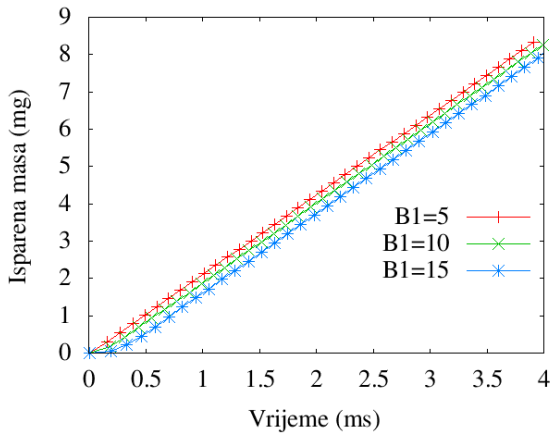
Slika 4.1.9: Utjecaj koeficijenta B1 na Sauterov srednji promjer



Slika 4.1.10: Utjecaj koeficijenta B1 na penetraciju tekuće faze

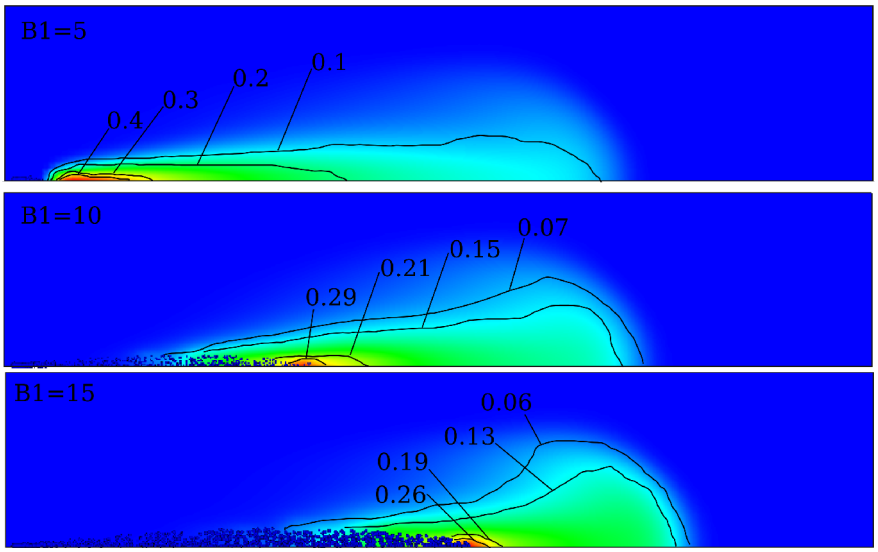


Slika 4.1.11: Utjecaj koeficijenta B1 na penetraciju pare goriva



Slika 4.1.12: Utjecaj koeficijenta B1 na brzinu isparivanja

Snažan utjecaj koeficijenta B1 najbolje se vidi na vizualnoj usporedbi simuliranih mlazova, slika 4.1.13. Veličina kapljica je znatno manja za B1=5 nego za ostale slučajeve. Veće kapi prodiru do polovice domene za slučaj B1=15. Općenito, najveća koncentracija pare se nalazi u području nakon posljednjih kapljica gdje ukupna tekuća masa ispari i prelazi u plinovitu fazu. Posljedica različite veličine i prodora kapljica je različiti raspored pare goriva. Za B1=5 i male kapljice vidimo vrlo visoku koncentraciju pare (0.4 kg goriva po kg smjese) u području u blizini sapnice. Visoki maseni udio je posljedica brzog isparivanja malih kapljica. Položaj u blizini sapnice je posljedica malog prodora kapi koje imaju malu inerciju. Za veće vrijednosti B1 veće kapi rezultiraju većim prodorom i sporijim isparivanjem. Stoga se područje maksimalne koncentracije udaljava od sapnice a maksimalni maseni udio se smanjuje (0.29 za B1=10 te 0.26 za B1=15). Iz slike 4.1.13. također se može primjetiti da je vrh mlaza (plinovite faze) širi za mlaz s većim vrijednostima B1 te dobiva karakteristični oblik gljive.



Slika 4.1.13: Vizualna usporedba mlaza za različite vrijednosti B1

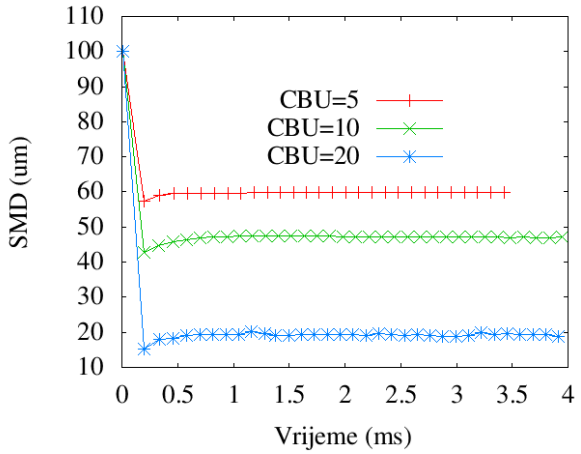
Koeficijent CBU

Pomoću koeficijenta CBU iz jednadžbe (3.27) korigira se duljina jezgre mlaza na način da se odgađa RT raspad (katastrofičan) do određene udaljenosti od rasprskača.

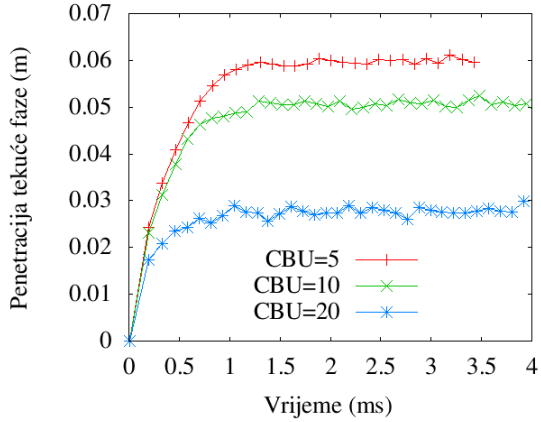
Iz slike 4.1.14 može se zaključiti da za veće vrijednosti CBU nastaju manje kapljice. Za CBU=5 SMD poprima vrijednost oko 60 μm, za CBU=10 oko 45 μm, a za CBU=20 oko 20 μm. Kao posljedica toga, za manje vrijednosti CBU dobiva se veći prodor većih kapljica u plinovitu fazu, slika 4.1.15. Tekuća faza dostiže 0.06 m za CBU=5, 0.05 m za CBU=10 te oscilira oko 0.025 za CBU=20. Prodor pare goriva je također povezan s veličinom kapljica, slika 4.1.16. Para prodire u domenu najbrže za vrijednost CBU=5 a najsporije za vrijednost CBU=20 pogotovo u prvom dijelu procesa. Još jedna posljedica prosječne veličine kapljica je brzina isparivanja. Na slici 4.1.17. vidi se da je isparivanje najbrže za simulaciju s CBU=20. Za CBU=10 je nešto sporije, a najsporije je za CBU=5.

Vizualna usporedba simulacija za različite vrijednosti CBU prikazana je na slici 4.1.18. Prva stvar koja se uočava su veličina kapljica i prodor, koji se smanjuju s povećanjem vrijednosti CBU. Za CBU=5 kapljice su velike te prodiru do 2/3 ukupne duljine domene. Za ostale slučajeve kapljice su manje te ranije nestaju uslijed isparivanja. Kako veće kapi lete dalje, prenose masu goriva dalje te tamo isparavaju. Stoga je oblak pare goriva dulji za manje vrijednosti CBU. Kako manje kapljice brže isparavaju, za veće vrijednosti CBU postižu se viši maseni udjeli pare goriva.

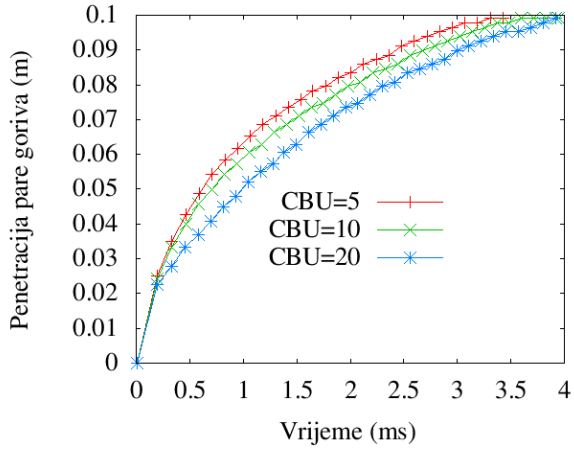
Ovo je neočekivan rezultat ako razmatramo teoriju. Iz jednadžbe (3.18), za veće vrijednosti CBU očekivali bi dulju jezgru mlaza L_b s većim kapljicama, uslijed odgođenog RT raspada, pa stoga i prosječno veće kapljice nego za manje CBU. Iz rezultata vidimo da dolazi do suprotne pojave, za veće vrijednosti CBU dobiva se kraća jezgra i manje kapljice.



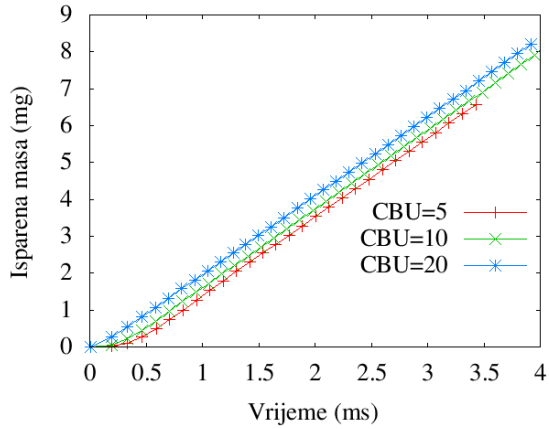
Slika 4.1.14: Utjecaj koeficijenta CBU na Sauterov srednji promjer



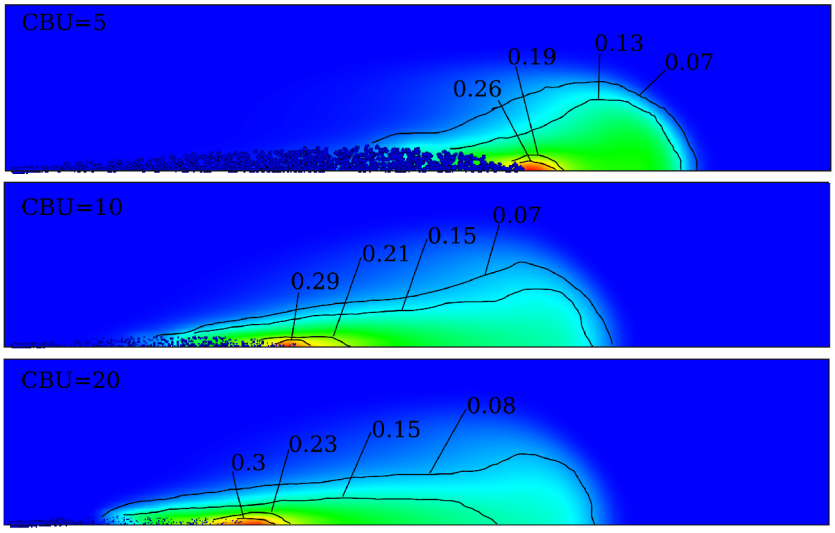
Slika 4.1.15: Utjecaj koeficijenta CBU na penetraciju tekuće faze



Slika 4.1.16: Utjecaj koeficijenta CBU na penetraciju pare goriva



Slika 4.1.17: Utjecaj koeficijenta CBU na brzinu isparivanja

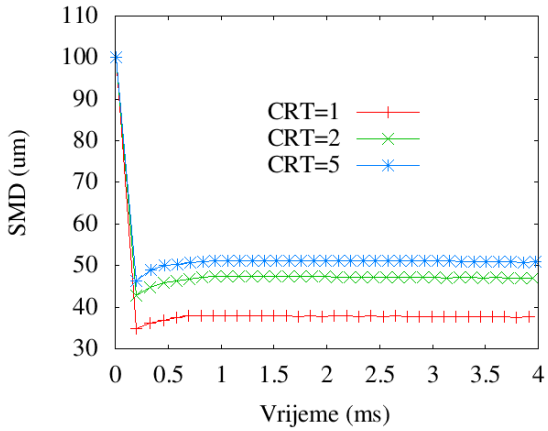


Slika 4.1.18: Vizualna usporedba mlaza za različite vrijednosti CBU

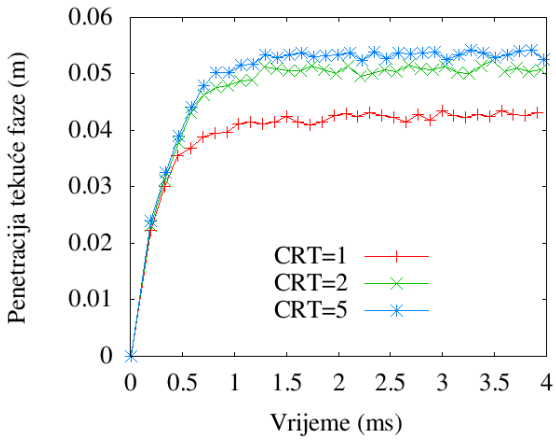
Koeficijent CRT

Koeficijent CRT iz programa OpenFOAM je ekvivalent konstanti C_3 iz KHRT modela raspada mlaza, jednadžba (3.26). Koristi se za regulaciju valne duljine KH poremećaja, pa tako i dimenzija novonastalih kapljica uslijed RT raspada. Tako za veće vrijednosti CRT koeficijenta slijede veće kapljice. Na slici 4.1.19 vidi se da je SMD oko 50 µm za CRT=5, oko 45µm za CRT=2 te 37 µm za CRT=1. Veće kapljice uslijed veće inercije brže i dublje prodiru u okolni plin, kao što je to ranije objašnjeno. Očekivano, na slici 4.1.20 vidi se da je prodor tekuće faze od 0.04 m za CRT=1 do preko 0.05 m za CRT=5. Utjecaj na prodor pare goriva te na brzinu isparivanja je zanemariv za korišteni raspon vrijednosti CRT koeficijenta. Ipak može se primijetiti da je prodor mlaza nešto veći za veće CRT vrijednosti (slika 4.1.21) te da je isparivanje nešto brže za manje vrijednosti CRT (slika 4.1.22).

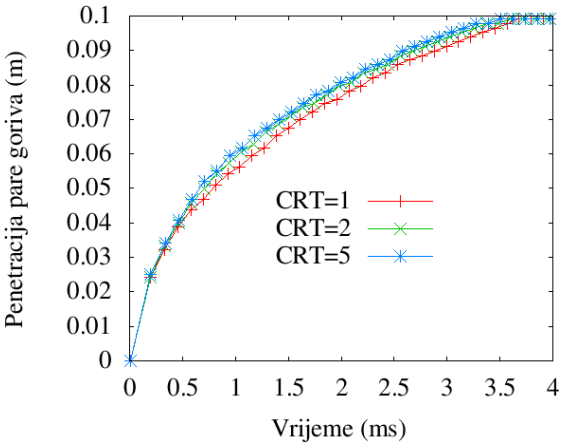
Slab utjecaj koeficijenta CRT za testirani raspon vrijednosti može se vidjeti i na vizualnoj usporedbi simuliranih mlazova, slika 4.1.23. Ipak, može se primijetiti da je za manje vrijednosti CRT jezgra mlaza kraća, kapljice su manje, a maseni udjeli pare goriva su viši.



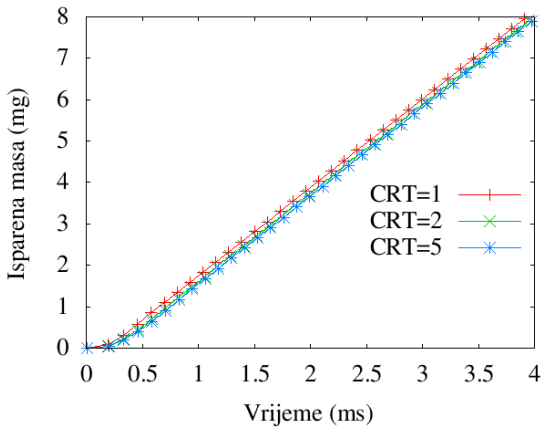
Slika 4.1.19: Utjecaj koeficijenta CRT na Sauterov srednji promjer



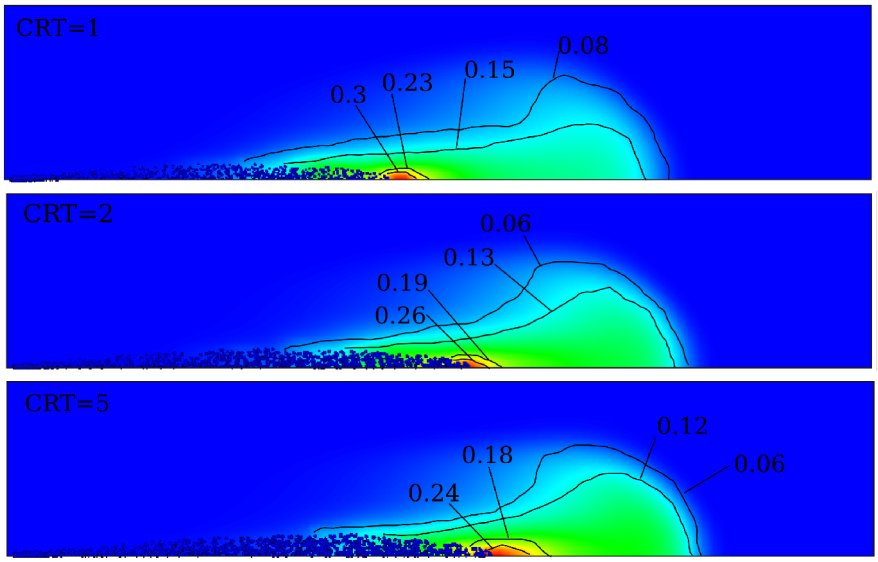
Slika 4.1.20: Utjecaj koeficijenta CRT na penetraciju tekuće faze



Slika 4.1.21: Utjecaj koeficijenta CRT na penetraciju pare goriva



Slika 4.1.22: Utjecaj koeficijenta CRT na brzinu isparivanja



Slika 4.1.23: Vizualna usporedba mlaza za različite vrijednosti CRT

4.1.4 Odabir koeficijenata modela mlaza i validacija

Nakon što je u prošlom dijelu dobiven osjećaj o utjecaju koeficijenata modela raspada mlaza na parametre simuliranog mlaza, moguće je odabrati komplet koeficijenata na način da se točno simulira eksperimentalno dobiveni mlaz. Korištena je blob-KH-RT kombinacija modela raspada mlaza. Korišteni koeficijenti u istraživanjima u ovom radu navedeni su u tablici 4.1.3.

Tablica 4.1.3: Koeficijenti blob-KH-RT modela mlaza korišteni u simulaciji

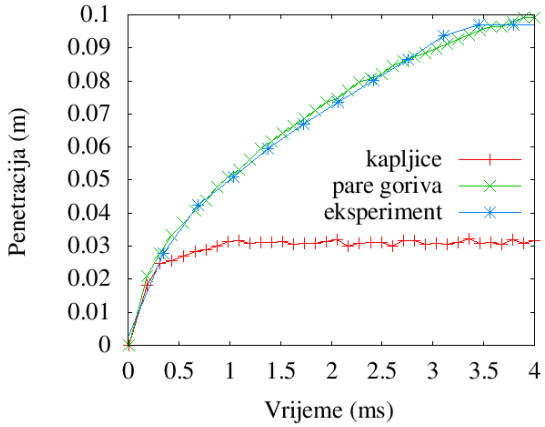
Koeficijent	**Vrijednost**
B0	0.61
B1	8.0
WeberLimit	6
msLimit	0.02
CBU	8.0
Ctau	1
CRT	2

Parametri su odabrani kako bi se simulacija što bolje poklopila s eksperimentalnim podacima objavljenim na [49]. Korištena je ista geometrija rasprskača, isto gorivo (n-heptan), isti parametri ubrizgavanja goriva te isti uvjeti u komori. Slika 4.1.24 potvrđuje odlično poklapanje rezultata simulacije s eksperimentalnim podacima što se tiče penetracije mlaza. Eksperimentalno izmjerena duljina tekuće faze iznosi 9.2 mm, dok je simulirana maksimalna udaljenost kapljica (tekuće faze) oko 30 mm, slika 4.1.24. Međutim ti rezultati nisu direktno usporedivi jer su postignuti na drugačiji način. Eksperimentalna metoda se izvodi na način da se laserska zraka usmjeri kroz mlaz te se izmjeri duljina neprekinute tekuće jezgre.

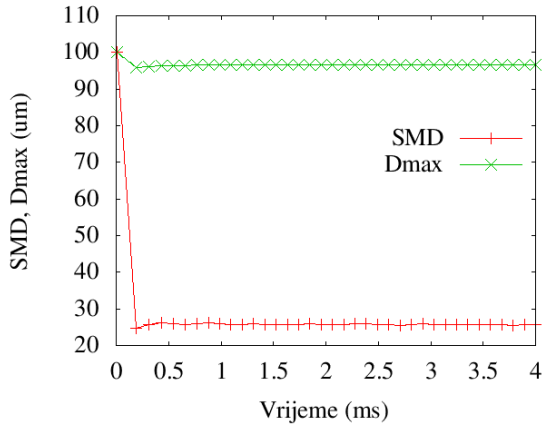
Proračunska metoda se postiže na način da se računa udaljenost od rasprskača do točke do koje je doprlo 99% (u ovom slučaju) mase tekuće faze. Što se tiče eksperimentalnog mjerenja, teško je definirati granicu između guste jezgre beskonačno malih kapljica i područja visoke koncentracije pare goriva. Što se tiče simulacije, uopće ne postoji neprekinuta tekuća jezgra mlaza koju eksperimentalno mjerimo, jer se uslijed modelskog pojednostavljenja odmah iz rasprskača ubrizgavaju krupnije ali sferične i diskretne kapljice. Zbog opisanih razloga nije moguće koristiti penetraciju tekuće faze kao apsolutnu vrijednost za validaciju i usporedbu s eksperimentom već je interesantno pratiti njene trendove.

Maksimalni promjer kapljica je 100 µm, jer se ubrizgavaju kapljice promjera sapnice rasprskača. Ubrzo po ubrizgavanju Sauterov srednji promjer postiže vrijednost od oko 25 µm, slika 4.1.25.

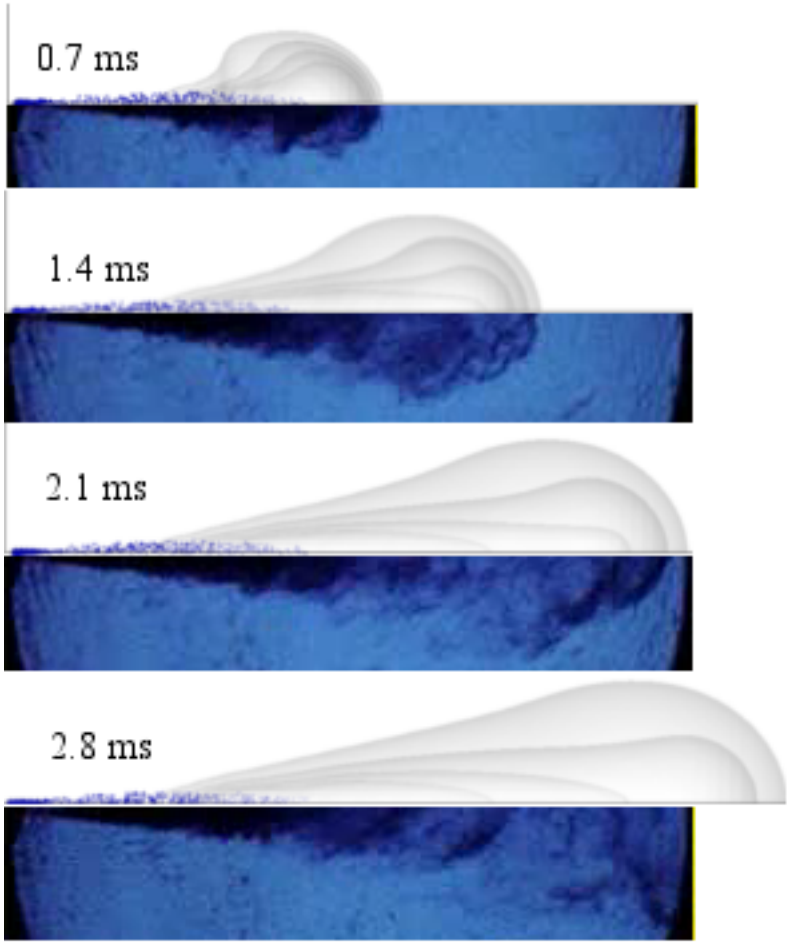
Slika 4.1.26 prikazuju vizualnu usporedbu između rezultata simulacije (gornji dio slike) i eksperimentalno izvedenih fotografija mlaza (donji dio slike) za vremena 0.7, 1.4, 2.1 te 2.8 ms. Ovakva je usporedba vrlo korisna jer pokazuje područje obuhvaćeno parom goriva što je ključno za dobivanje lokalnog pretička zraka. Usporedba potvrđuje vrlo dobro podudaranje rezultata simulacije s eksperimentalnim rezultatima.



4.1.24: Usporedba penetracije kapljica i pare goriva s eksperimentalnim rezultatima



Slika 4.1.25: Maksimalni promjer kapljica i Sauterov srednji promjer



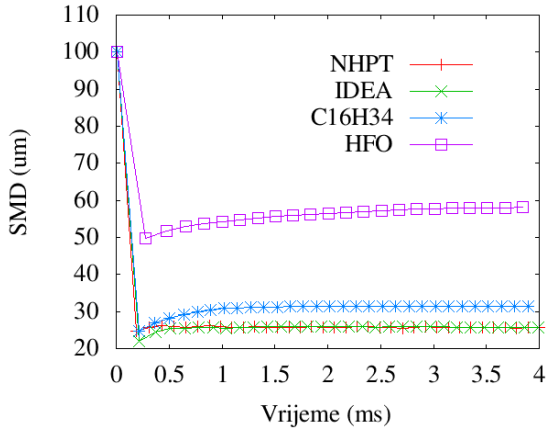
Slika 4.1.26: Vizualna usporedba rezultata simulacije (gornji dio) i eksperimentalno dobivenog mlaza (donji dio)

4.1.5 Utjecaj svojstava goriva

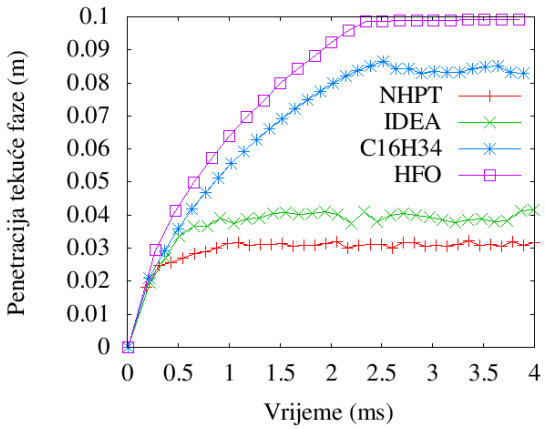
Različita goriva imaju različita fizikalna svojstva. Kod simulacije dizelskog procesa često se koristi n-heptan (C_7H_{16}, NHPT) zbog slične tendencije samoupaljivanju, odnosno sličnog cetanskog broja. Međutim njegova fizikalna svojstva se znatno razlikuju od goriva koja se obično koriste u dizelskom motoru. Stoga se kod simulacija procesa iz dizelskog motora koriste fizikalna svojstva eksperimentalnog goriva IDEA [23] koja su ugrađena u standardnu distribuciju OpenFOAM-a. Veliki brodski motori koriste za pogon teško gorivo (HFO - Heavy Fuel Oil). Teško gorivo je mješavina različitih ugljikovodika koji su najteža frakcija koja ostaje nakon procesa destilacije u rafineriji. Karakterizirano je dugačkim molekulama ugljikovodika, struktura kojih se odražava i na fizikalna svojstva. Iako svojstva teškog goriva ovise o njegovom porijeklu, teško gorivo ima veću gustoću, veću viskoznost, veću površinsku napetost i veću toplinu isparivanja u usporedbi s uobičajenim dizelskim gorivom [51]. Najteži ugljikovodik u standardnoj bazi goriva OpenFOAM-a je $C_{16}H_{34}$. Njegova su fizikalna svojstva bliža onima teškog goriva nego ona od ostalih ugljikovodika iz baze goriva pa bi se njega

moglo koristiti kao zamjenu za teško gorivo. Međutim, teško se gorivo razlikuje i od n-heksadekana $C_{16}H_{34}$ pa je stoga razvijen i ugrađen u OpenFOAM model ovakvog goriva nazvan HFO. Više detalja o teškom gorivu i implementaciji njegovih svojstava u OpenFOAM izneseno je u poglavlju 3.5.

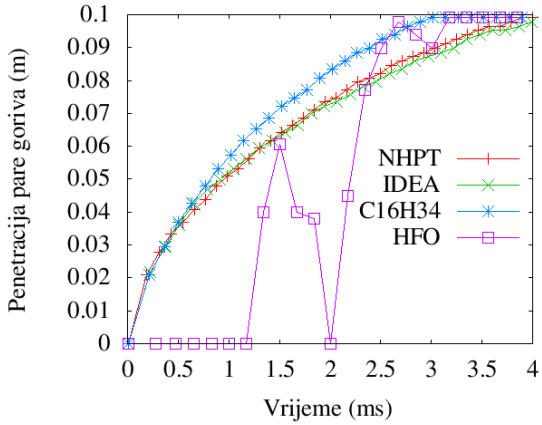
Izvršene su simulacije ubrizgavanja goriva, raspada mlaza i tvorbe gorive smjese za 4 različite vrste goriva: C_7H_{16}, IDEA, $C_{16}H_{34}$ te HFO. Korišteni su nazivi isti kao u OpenFOAM bazi goriva: NHPT za n-heptan (C_7H_{16}), IDEA, C16H34 za $C_{16}H_{34}$ te HFO. Korištena je mreža koja se u poglavlju 4.1.2 pokazala kao najbolja, dakle ona s dimenzijama ćelije oko mjesta ubrizgavanja oko 1 mm. Koeficijenti modela mlaza se nisu mijenjali. Rubni uvjeti su bili jednaki za sve slučajeve kao u tablici 4.1.2 osim što se je mijenjalo korišteno gorivo. Slike 4.1.27 do 4.1.30 prikazuju kako svojstva goriva utječu na karakteristike mlaza. Iz slike 4.1.27 se vidi da HFO rezultira znatno većim kapljicama. Vrijednost SMD za HFO je preko 50 µm dok je za ostala goriva ispod 30 µm. C16H34 rezultira nešto većim kapljicama nego NHPT i IDEA za koje je SMD oko 25 µm. Ovaj utjecaj se odražava i na prodor tekuće faze, slika 4.1.28. Veće kapljice teškog goriva imaju veću masu pa stoga i veću inerciju. Osim toga sporije isparavaju pa stoga prodiru puno dalje u komoru. Dok tekuća faza za NHPT i IDEA gorivo doseže 0.03 i 0.04 m prije nego što kapljice ispare, ova je vrijednost oko 0.08 za C16H34. HFO gorivo dostiže do kraja domene odnosno do 0.1 m. Slično se svojstva odražavaju i na prodor pare goriva, slika 4.1.29. Pare C16H34 prodiru brže i dublje nego za NHPT i IDEA jer ih tamo donesu kapljice s većom inercijom. Naročito je zanimljiva krivulja dobivena za teško gorivo HFO. Ovakav tijek je posljedica znatno slabijeg isparivanja. HFO ne pokazuje znakove prodora pare sve do 1.2 ms jer je to vrijeme potrebno da se kapljice progriju te da uopće počnu isparavati. Penetracija pare započne na 1.2 ms kad se oko 0.06 m od sapnice pojavi para koja odmah zatim nestane. Ovakav nestanak pare može se opisati na sljedeći način: isparena masa goriva je vrlo mala te kada se raširi uslijed procesa konvekcije i difuzije po okolnim ćelijama, njen maseni udio padne ispod granice postavljene u kodu za njenu detekciju. Para se ponovo pojavi i zadrži u domeni tek nakon 2 ms. Ovakva pojava se bolje objašnjava ako se pogleda slika 4.1.30. Kontinuirano isparivanje teškog goriva počinje tek nakon 2.5 ms i znatno je sporije nego kod ostalih goriva te do kraja simulacije samo dio ukupne mase goriva ispari. C16H34 također isparava sporije i kasnije počne isparavati nego NHPT i IDEA, koji počinju isparavati odmah nakon početka ubrizgavanja.



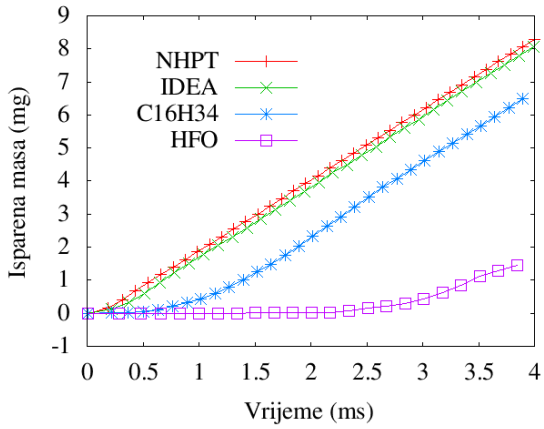
Slika 4.1.27: Utjecaj svojstava goriva na Sauterov srednji promjer



Slika 4.1.28: Utjecaj svojstava goriva na penetraciju tekuće faze

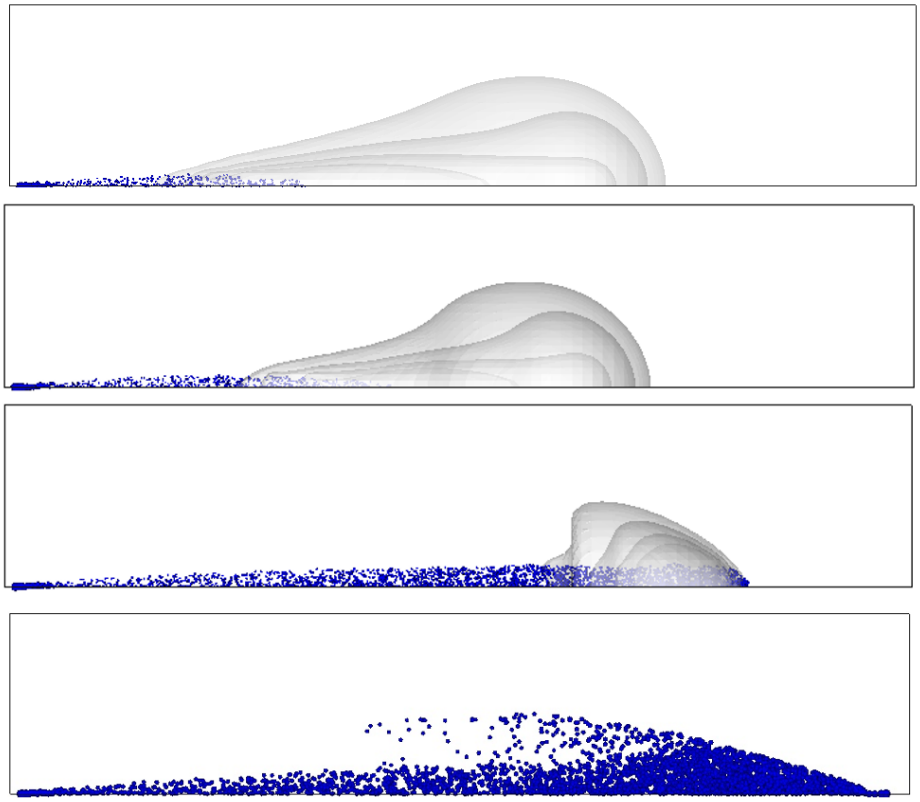


Slika 4.1:29: Utjecaj svojstava goriva na penetraciju pare goriva



Slika 4.1.30: Utjecaj svojstava goriva na isparivanje goriva

Na slici 4.1.31 prikazana je vizualna usporedba simuliranih mlazova za različita goriva za trenutak 2 ms nakon početka ubrizgavanja. Mlaz za IDEA gorivo je sličan onom za NHPT. Kapljice za IDEA gorivo prodiru dublje u domenu a pare goriva se malo više šire prema vrhu mlaza. Kapljice su veće za C16H34 gorivo te prodiru do oko 4/5 domene. Para goriva se nalazi isključivo oko vrha mlaza i ima karakterističan oblik gljive. HFO gorivo rezultira najvećim kapima koje nakon 2 ms dopiru gotovo do kraja domene. Za HFO nema traga pari goriva jer kapi još nisu počele isparavati.

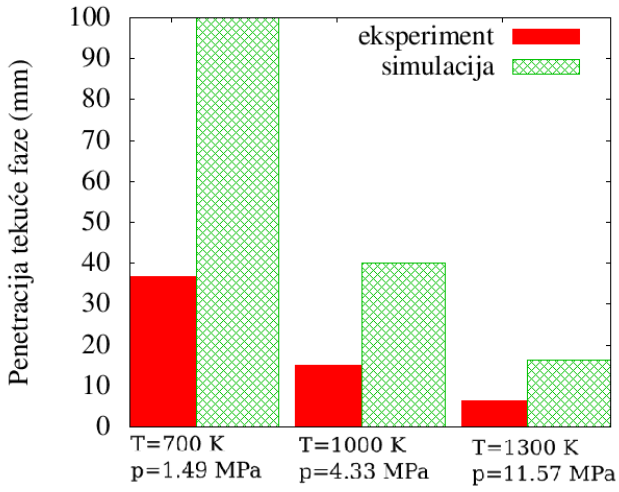


Slika 4.1.31: Oblik mlaza za vrijeme 2ms za goriva NHPT, IDEA, C16H34 i HFO

4.1.6 Utjecaj promjene tlaka i temperature

Tlak i temperatura atmosfere u komori imaju snažan utjecaj na raspad mlaza i na isparivanje goriva. Vrlo je važno za simulacije procesa u motoru da modeli mlaza mogu reproducirati ovaj utjecaj jer se tlak i temperatura u cilindru mijenjaju u zavisnosti od režima rada te u svakom ciklusu. Izvedena je serija simulacija za različite uvjete okoliša u komori kako bi se usporedio utjecaj tlaka i temperature s eksperimentalno dobivenim utjecajem [49].

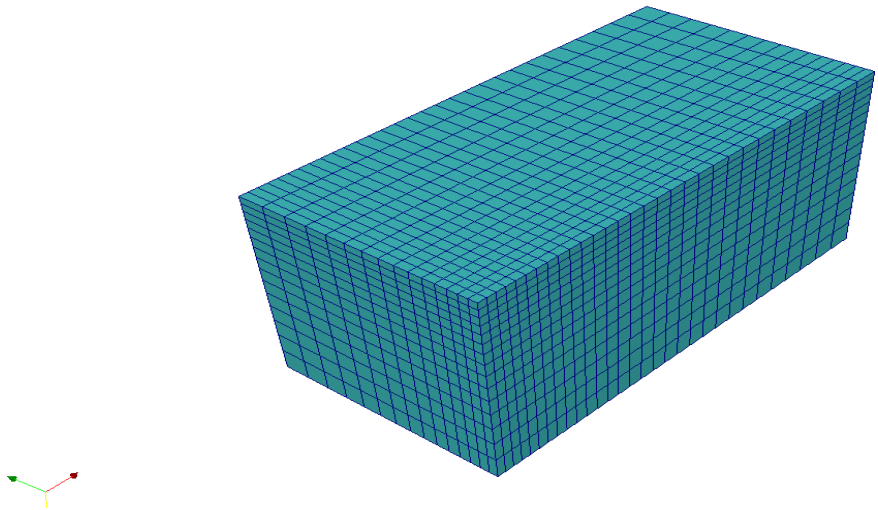
U eksperimentima ubrizgavan je n-heptan u komoru pri različitim uvjetima atmosfere: temperatura 700 K i tlak 1.49 MPa, temperatura 1000 K i tlak 4.33 MPa i temperatura 1300 K i tlak 11.57 MPa. Kako bi se ustanovio utjecaj ovih uvjeta na mlaz, mjerena je duljina tekuće faze. Simulacije ubrizgavanja n-heptana u komoru s istim uvjetima su provedene kako bi se ustanovila sposobnost modela da reproducira utjecaj ovakve promjene uvjeta na mlaz. U slučaju simulacije, za provjeru utjecaja uvjeta atmosfere korišten je parametar prodora 99% tekuće mase goriva u domenu. Kao što je objašnjeno u poglavlju 4.1.4, apsolutna vrijednost eksperimentalno dobivene penetracije tekuće faze ne može se uspoređivati sa simuliranom penetracijom 99% mase tekuće faze. Međutim može se uspoređivati trend, odnosno da li će promjena temperature i tlaka na sličan način utjecati na rezultate simulacije kao što utječe na rezultate eksperimenta. Rezultati su uspoređeni na slici 4.1.32. Za najniži tlak i temperaturu atmosfere izmjerena je eksperimentalna dužina tekuće faze od 36.7 mm, a simulacijom je dobiven prodor tekuće faze od 100 mm. Za srednje vrijednosti tlaka i temperature eksperimentalno je izmjerena dužina tekuće faze od 15 mm, a simulacijom je dobiven prodor tekuće faze od 40mm. U usporedbi s prvim, najvišim vrijednostima tlaka i temperature to predstavlja smanjenje za 60% kako za eksperimentalne tako i za simulacijske vrijednosti. Međutim simulirani rezultat od 100 mm predstavlja i kraj domene što dovodi u pitanje vjerodostojnost ovog rezultata i usporedbe. Za slučaj s najvišim tlakom i temperaturom eksperimentalno dobivena duljina tekuće faze se smanji na 6.4 mm, a simulirana vrijednost na 16.3 mm. Smanjenje u usporedbi sa srednjim vrijednostima je 57% za eksperimentalne vrijednosti, a 59% za simulirane vrijednosti. Može se zaključiti da iako se simulacijske vrijednosti razlikuju od eksperimentalnih, utjecaj tlaka i temperature atmosfere se manifestira u sličnim omjerima na simulacijske vrijednosti kao na eksperimentalne.



Slika 4.1.32: Usporedba utjecaja promjene tlaka i temperature na simulacijski i eksperimentalno dobivenu penetraciju tekuće faze

4.1.7 Utjecaj sheme kemijskih reakcija

Osim analiziranih faktora kao što su proračunska mreža i koeficijenti mlaza, na simulaciju izgaranje utječe i sustav jednadžbi kemijskih reakcija. Kako bi se dobio uvid u ovaj utjecajni faktor napravljena je serija simulacija ubrizgavanja u komoru pri čemu se je mijenjao samo sustav kemijskih jednadžbi. Izrađena je proračunska mreža dimenzija četvrtine Sandia komore, slika 4.1.33. Kako je komora simetrična, simulacija samo jedne četvrtine omogućuje uštedu proračunskog vremena. Primijenjena je proračunska mreža dimenzija ćelije u području mlaza od 1mm.



Slika 4.1.33: Proračunska mreža za simulaciju izgaranja u komori

Korištene su postavke modela iz tablice 4.1.2. Variran je isključivo sustav jednadžbi kemijske kinetike kako bi se vidio utjecaj na izgaranje, točnije na porast tlaka, temperature, brzinu oslobađanja topline, na potrošnju reaktanata i na tvorbu produkata, naročito onih za koje se smatra da sudjeluju u onečišćenju okoliša. Sustavi kemijskih jednadžbi prikazani su u tablici 3.3 s osnovnim detaljima kao što su broj sastojaka i broj reakcija. Složeniji sustavi prate tvorbu više međuprodukata izgaranja, neki od kojih imaju značajnu ulogu u tvorbi čađe. Tako se acetilen C_2H_2 smatra jednim od glavnih začetnika tvorbe čađe, dok neki autori ističu ulogu radikala -OH u procesu oksidacije čađe [42]. Međutim kompleksniji modeli su i proračunski zahtjevniji jer je potrebno rješavati kompleksniji sustav jednadžbi u svakom vremenskom koraku. Tako proračun za najjednostavniji sustav 1.inp s 1 reakcijom traje oko 28.5 min, za 15.inp traje oko 258 min, za Patel-Reitz-C2H2 oko 460 min uz korištenje automatskog prilagođavanja vremenskog koraka ugrađeng u OpenFOAM. Za kompleksnije sheme nema točnog podatka o trajanju jer su proračuni izvršeni uz prekide, ali kompleksnija shema rezultira značajno dužim vremenom proračuna.

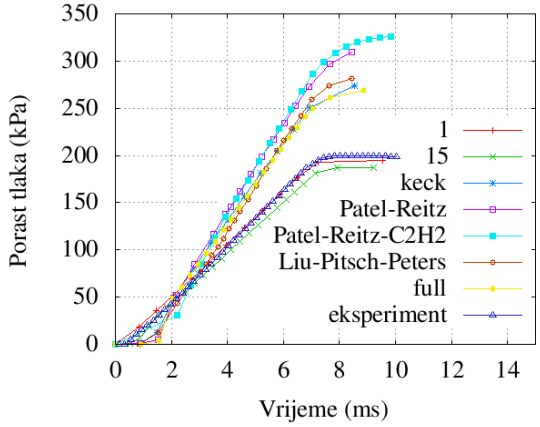
Slika 4.1.34 prikazuje porast tlaka dobiven različitim shemama. Na istoj je slici radi usporedbe prikazan eksperimentalno dobiveni tlak koji je mjeren te objavljen na [49]. Vidljivo je da jednostavnije sheme 1.inp i 15.inp bolje reproduciraju izmjereni porast tlaka od kompleksnih shema koje precjenjuju porast tlaka. Greška izgleda značajna, ali ako se uzme u obzir da je predviđeni konačni tlak za najgori slučaj Patel-Reitz sheme 4 525 680 Pa umjesto izmjerenih 4 404 740 Pa, to čini pogrešku od 2.7%. Isti trend se ponavlja i kod porasta temperature, slika 4.1.35.

Slika 4.1.36 pokazuje brzinu oslobađanja topline odnosno brzinu izgaranja. Kompleksnije sheme pokazuju nešto veću vrijednost, što je i očekivano nakon što se vidi dijagram porasta tlaka. Također, može se primijetiti da kompleksnije sheme rezultiraju nepravilnijim tijekom, s više pikova. Zakašnjenje paljenja nije bio cilj ovog istraživanja, ali možemo usporediti rezultat s izmjerenim podatkom od 0.53 ms. Na slici 4.1.36, početak izgaranja za pojedine krivulje se podudara s naglom promjenom tlaka do koje dolazi uslijed izgaranja pripremljene homogene smjese. To rezultira početnim pikom u dijagramu. Vidljivo je da je za najjednostavniju shemu 1.inp to vrijeme nešto kraće, oko 0.3 ms, dok je za ostale sheme nešto veće, od 1 ms za 15.inp do 2 ms za full.inp shemu. Što je vrijeme zakašnjenja paljenja veće, veći je i početni porast tlaka, radi veće količine homogene smjese koja se stigne izmiješati. Količina smjese koja se stigne pripremiti prije upaljivanja vidljiva je i iz slike 4.1.37, koja prikazuje ukupnu količinu pare goriva n-heptana (C_7H_{16}) u domeni. S početkom isparivanja, količina pare raste do trenutka upaljivanja kada naglo reagira s kisikom te nestaje jer se pretvara u druge kemijske spojeve. Za shemu s 1 reakcijom pik gotovo da ne postoji jer gorivo vrlo rano počne izgarati te nema vremena za isparivanje i stvaranje veće količine homogene smjese. Daljnja brzina izgaranja je regulirana brzinom isparivanja i miješanja goriva i kisika. Kod sheme 15.inp je udio homogenog izgaranja nešto veći ali također prevladava takozvano difuzijsko izgaranje regulirano brzinom miješanja. Kod ostalih shema se uslijed kasnijeg upaljivanja stigne izmiješati veća količina goriva sa zrakom što je vidljivo iz većeg porasta koncentracije pare goriva na početku procesa.

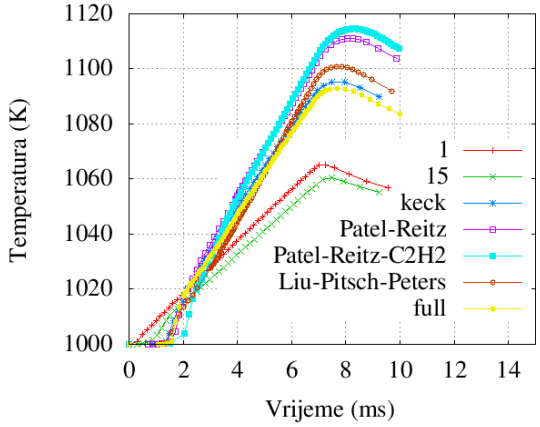
Dijagrami na slikama 4.1.38 i 4.1.39 prikazuju porast koncentracije produkata izgaranja CO_2 i H_2O te potvrđuju da se prilikom uporabe kompleksnijih shema izgaranja oslobađa veća količina produkata. Povezan s time je i rezultat prikazan na slici 4.1.40, koja prikazuje potrošnju dušika iz zraka. Najintenzivniji pad koncentracije dušika dobiva se primjenom sustava kemijskih jednadžbi Patel-Reitz-C2H2.

Slika 4.1.41 prikazuje tvorbu dušikovog monoksida, što je vrlo značajni produkat izgaranja jer se smatra jednim od glavnih polutanata iz dizelskog motora. Prikazano je manje krivulja jer samo neke od analiziranih shema posjeduju jednadžbe za praćenje ovog sastojka. Rezultat dobiven pomoću najdetaljnije sheme, full.inp, smjestio se između ostalih. Shema 15.inp daje mnogo manje rezultate, dok keck.inp i obije verzije Patel-Reitz shema rezultiraju višim koncentracijama dušikovog monoksida.

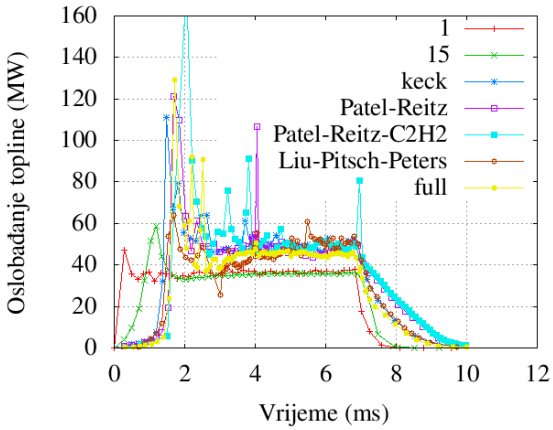
Slika 4.1.42 prikazuje tvorbu acetilena C_2H_2 koji se smatra sastojkom od kojeg se stvaraju prve klice koje se kasnije spajaju u čestice čađe [7]. Shema full.inp daje najmanju koncentraciju a Liu-Pitsch-Peters najveću. Shema Patel-Reitz-C2H2 daje srednji rezultat. Slika 4.1.43 prikazuje koncentraciju -OH radikala koji se smatra, uz kisik O_2, značajnim prilikom oksidacije čađe. Shema 15.inp daje daleko najnižu koncentraciju. Sve ostale detaljnije sheme daju više koncentracije. Među njima najdetaljnija shema full.inp daje najnižu koncentraciju.



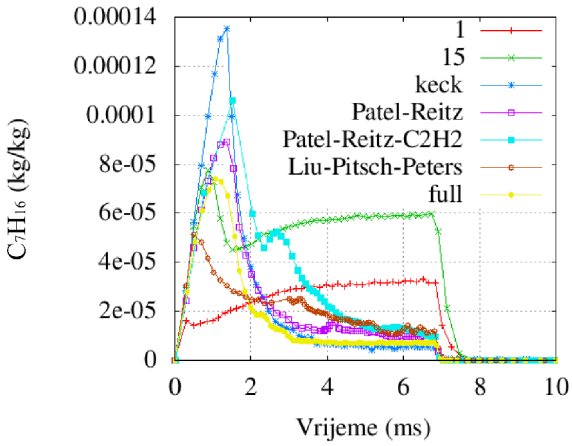
Slika 4.1.34: Utjecaj kemijske sheme na porast tlaka



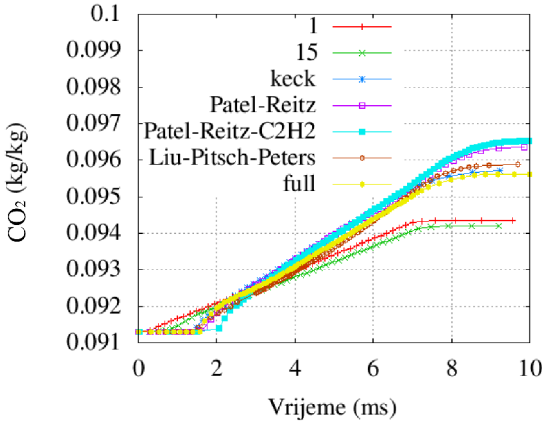
Slika 4.1.35: Utjecaj kemijske sheme na porast temperature



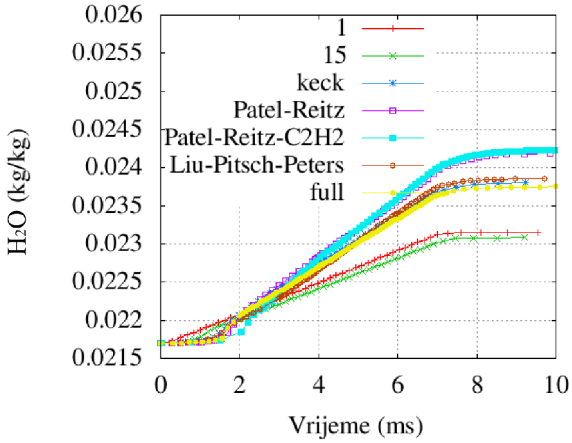
Slika 4.1.36: Utjecaj kemijske sheme na brzinu promjene tlaka



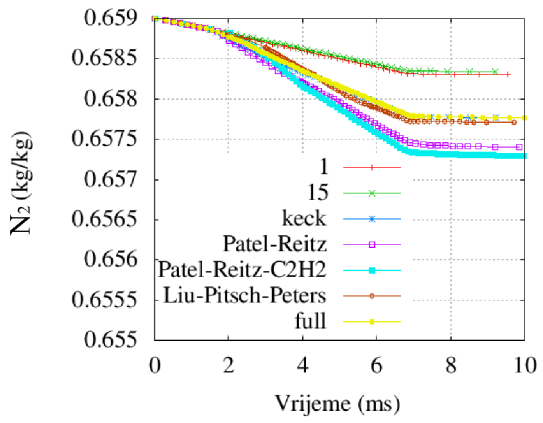
Slika 4.1.37: Utjecaj kemijske sheme na maseni udio isparenoga heptana



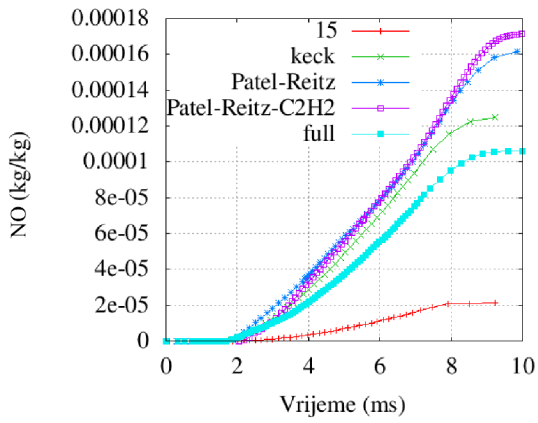
Slika 4.1.38: Utjecaj kemijske sheme na maseni udio ugljičnog dioksida



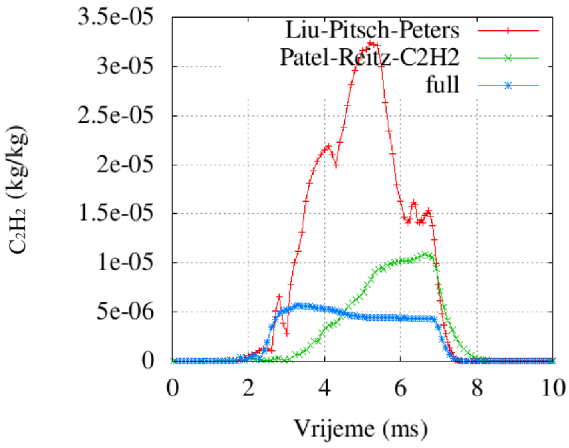
Slika 4.1.39: Utjecaj kemijske sheme na maseni udio vode



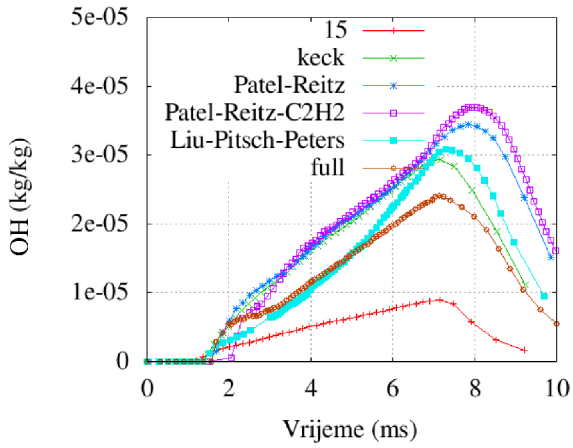
Slika 4.1.40: Utjecaj kemijske sheme na maseni udio dušika



Slika 4.1.41: Utjecaj kemijske sheme na maseni udio dušikovog monoksida



Slika 4.1.42: Utjecaj kemijske sheme na maseni udio acetilena



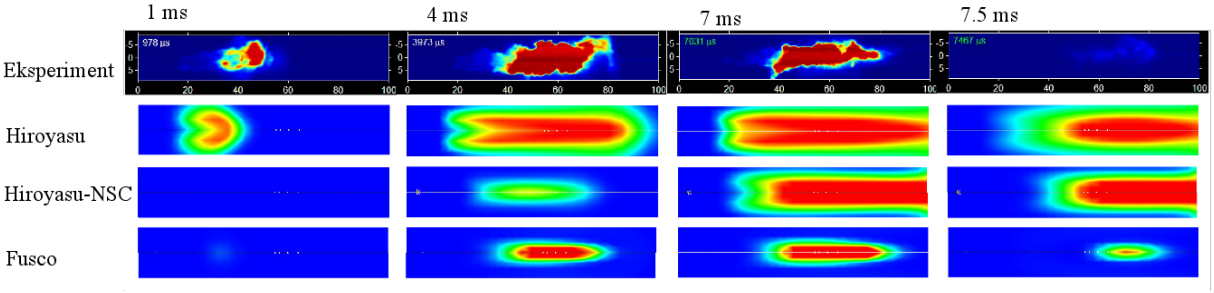
Slika 4.1.43: Utjecaj kemijske sheme na maseni udio -OH radikala

4.1.8 Model čađe

U OpenFOAM je ugrađeno nekoliko modela tvorbe čađe. Zahvaljujući otvorenosti njegovog koda to ne predstavlja veći problem. Ugrađen je model čađe prema Hiroyasu i sur. [46], model oksidacije prema Nagle-Strickland-Constable [42], te model prema Fusco i sur. [55]. Korištene su sve postavke simulacije kao i kod analize utjecaja sustava kemijskih jednadžbi te je korištena najjednostavnija kemijska shema s 1 reakcijom.

Na slici 4.1.44 prikazana je usporedba eksperimentalnih snimaka i vizualnog prikaza rezultata simulacija. Raspon boja rezultata simulacija je naštiman kako bi se prikazano područje čađe podudaralo s izgledom snimke. U najgornjem redu prikazani su eksperimentalni rezultati, u drugom redu simulacija pomoću modela prema Hiroyasu, u trećem redu simulacija u kojoj je kombinirana tvorba prema Hiroyasu i oksidacija prema modelu NSC, u posljednjem redu

simulacija pomoću modela prema Fusco-u. Kako je tvorba i oksidacija čađe vremenski promijenjiv proces, prikazan je rezultat za 4 karakteristična trenutka, kako bi se analizirala i ovisnost o vremenu. Prvi stupac je trenutak oko 1 ms (neposredno nakon pojave čađe), drugi oko 4 ms, treći oko 7 ms (puni razvoj oblaka čađe), a posljednji stupac oko 7.5 ms (nakon čega i posljednje vidljive količine čađe oksidiraju). U trenutku 1 ms, model po Hiroyasu daje vizualno najsličniji rezultat eksperimentalnom, jer se podudara otprilike i položajem i intenzitetom. Model prema Fusco daje tek naznake stvaranja čađe dok kombinirani model Hiroyasu-NSC ne pokazuje ni traga čađi. Nakon 4 ms model prema Hiroyasu još uvijek relativno dobro odgovara izmjerenom stanju, iako je područje čađe malo preveliko. Model Hiroyasu-NSC (3. red) je tek počeo s tvorbom čađe. U trenutku 4 ms područje čađe još nije dostiglo dimenzije eksperimentalno izmjerenog područja dok se mjesto početka tvorbe podudara s eksperimentalnim. Model prema Fusco-u daje malo preusko područje, ali se mjesta početka (tvorbe) i isčezavanja (oksidacije) čađe poklapaju s eksperimentalno izmjerenim. Nakon 7 ms modeli po Hiroyasu i Hiroyasu-NSC daju preveliku duljinu oblaka čađe. Mogući razlog tome je da je oksidacija nedovoljno intenzivna. Model prema Fusco i u ovom trenutku odlično oponaša izmjerene dimenzije područja čađe. Naime kod njega, kao i kod snimke eksperimenta oblak započinje oko 40 mm od mjesta ubrizgavanja i u potpunosti oksidira oko 80 mm od sapnice. Posljednji stupac prikazuje situaciju u trenutku 7.5 ms te potvrđuje superiornost modela prema Fuscou. Oblak čađe nestaje uslijed oksidacije. Kod modela prema Hiroyasu i Hiroyasu-NSC oblak se širi dalje od 100 mm, usljed prespore oksidacije. Može se zaključiti kako model prema Fusco najbolje u prostoru i vremenu reproducira eksperimentalno izmjereni oblak čađe.

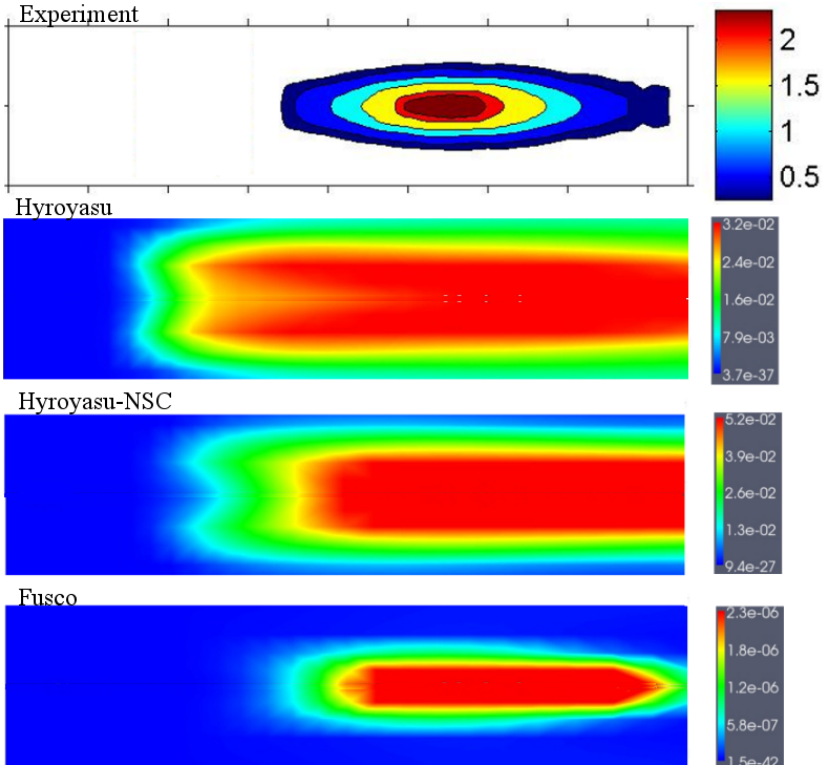


Slika 4.1.44: Usporedba različitih model čađe s eksperimentalno dobivenim rezultatom. U prvom redu su eksperimentalni rezultati, u drugom redu simulacija s modelom prema Hiroyasu, u trećem redu simulacija s modelom Hiroyasu-NSC te u posljednjem redu simulacija s modelom prema Fusco

U [49] se zaključuje da je oblak čađe nakon potpunog razvijanja (1.5 ms) pa sve do kraja ubrizgavanja (7 ms) kvazistacionaran. Drugim riječima, on oscilira uslijed turbulencija, ali ostaje u istom položaju s konstantnom koncentracijom. Ovu kvazistacionarnost reproducira samo model prema Fusco. Kao što je vidljivo na slici 4.1.44, oblak dobiven modelom prema Fusco zauzima otprilike isto područje između vremena oko 4 ms do 7 ms, dok se za ostale modele to ne može reći. Ova karakteristika još je više očita na dobivenim animacijama.

Pomoću metode ravninskog (plošnog) laserom indiciranog usijanja (Planar Laser Induced Incandescence – PLII) optičkom je metodom procijenjena koncentracija čađe kod

eksperimenta na komori [49]. Na taj je način dobivena koncentracija čađe po prostoru za vremenski period u kojem je oblak čađe kvazistacionaran. Na slici 4.1.45. prikazana je usporedba koncentracija dobivenih simulacijama pomoću različitih modela i izmjerene koncentracije. Na vrhu je rezultat eksperimentalnog mjerenja u ppm. Odmah ispod je prikazan rezultat modela prema Hiroyasu. U trećem redu je prikazan rezultat kombinacije modela tvorbe čađe prema Hiroyasu i modela oksidacije NSC. Na dnu je prikazan rezultat modela prema Fusco. Kod simulacija su prikazani volumni udjeli. Proračunska transformacija volumnih udjela čađe u atmosferi u masene udijele nije trivijalna zato što se radi o različitim agregatnim stanjima, već zato što gustoća čađe varira o poroznosti te zbog nepoznate molarne mase čađe. Ipak uz pojednostavljeni proračun, uzevši da je gustoća čađe 1800 kg/m^3 [23], za modele prema Hiroyasu i Hiroyasu-NSC dobiju se maksimalne vrijednosti koje premašuju 3 kg čađe po kg zraka, te se može zaključiti kako ovi modeli rezultiraju nerealnim koncentracijama čađe. Model prema Fusco također premašuje izmjerene vrijednosti ali s masenim udjelima koji ne prelaze $3 \cdot 10^{-4}$ kg/kg rezultira puno realnijim redom veličine. S naštimavanjem koeficijenata modela mogli bi se popraviti i rezultati drugih modela. Ali zaključak je da model prema Fusco-u daje bolje rezultate, bilo da se gleda prostorna i vremenska raspodjela oblaka čađe, bilo da se gledaju koncentracije čađe.



Slika 4.1.45: Usporedba koncentracije čađe dobivena različitim modelima s eksperimentalno izmjerenom koncentracijom

4.2 Numeričke simulacije dizelskog motora MAN D 0826 LOH15 za pogon teretnog vozila

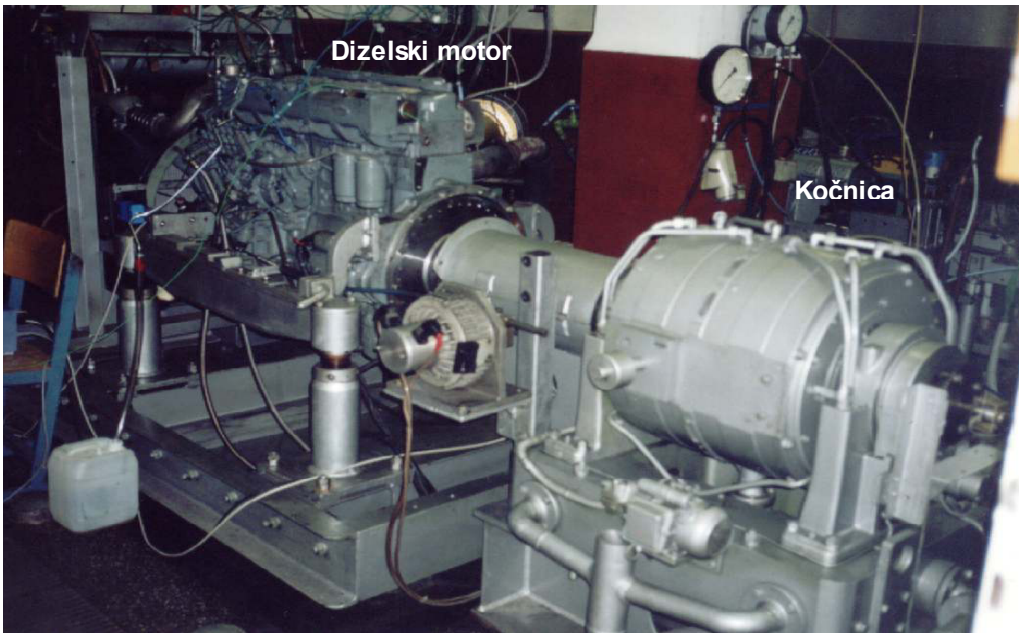
Nakon komore izgaranja konstantnog volumena analiziran je dizelski motor s direktnim ubrizgavanjem kakav se koristi na cestovnim teretnim vozilima. Svrha ovog dijela je testiranje modela na uobičajenom motoru za kakve su CFD modeli razvijani. Kod ovakvog motora nema specifičnosti vezanih za velike brodske motore kao što su velike dimenzije, posebno gorivo ili neuobičajeni smještaj rasprskača.

4.2.1 Opis motora

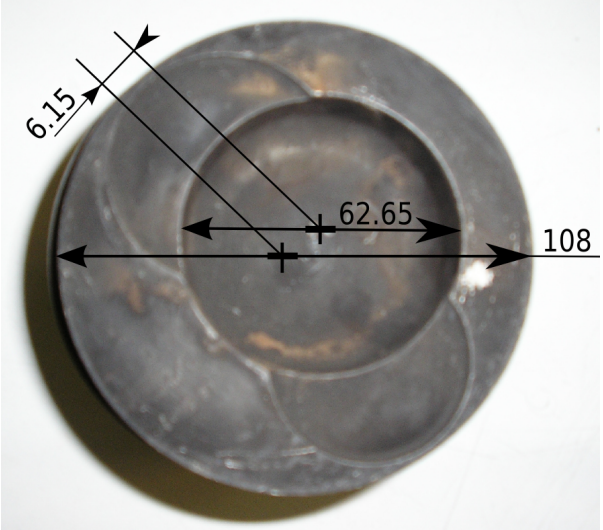
Za analizu je korišten motor MAN D 0826 LOH15 koji se nalazi montiran na kočnicu u Laboratoriju za toplotne batne stroje Fakultete za strojništvo Univerze v Ljubljani, slika 4.2.1. Osnovne karakteristike motora date su u tablici 4.2.1. Geometrija klipa je karakteristična po ekscentrično postavljenoj udubini, slika 4.2.2. Kako bi protočna površina 2 ventila (usisnog i ispušnog) bila što veća, ubrizgač je smješten ekscentrično, pa je stoga i udubina u klipu tako postavljena. To je bitno kod generiranja mreže za 3D numeričku simulaciju, jer pri simuliranju samo jednog sektora koji obuhvaća 1 mlaz radi uštede procesorskog vremena, sektori nisu jednaki.

Tablica 4.2.1: Osnovne karakteristike motora MAN D 0826 LOH15

Ukupni radni obujam	6,87 l
Br. cilindara	6
Snaga	160 kW
Promjer cilindra	0.108 m
Stapaj	0.125 m
Stapajni volumen (1 cilindar)	0.00114511 m^3
Omjer kompresije	18
Radius koljena	0.0625 m
Dužina ojnice	0.1872 m



Slika 4.2.1: Dizelski motor MAN D 0826 LOH15 u Laboratoriju za toplotne batne stroje Fakultete za strojništvo, Univerza v Ljubljani



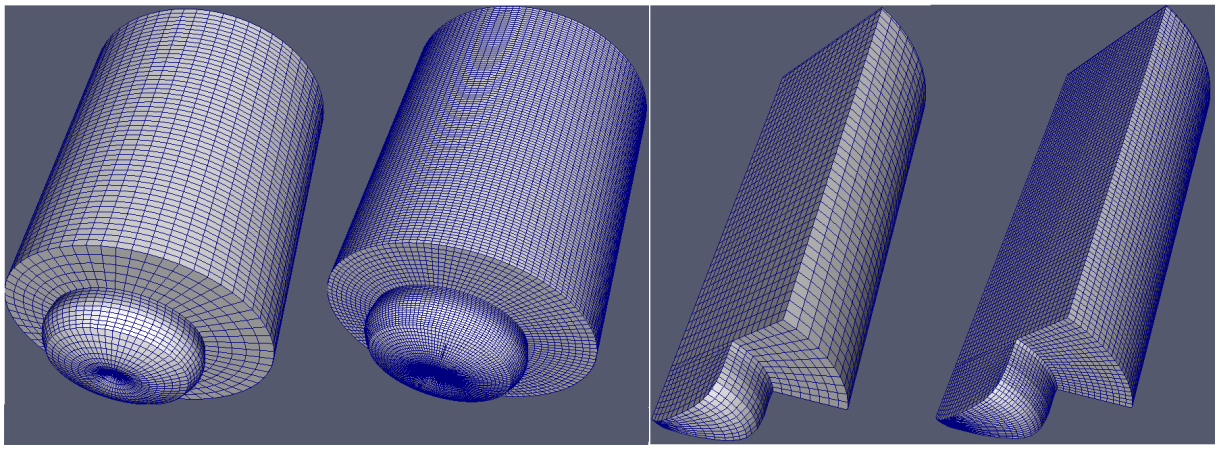
Slika 4.2.2: Klip motora MAN D 0826 LOH15

4.2.2 Utjecaj mreže

Izrađene su 4 proračunske mreže: 2 cijele geometrije (360 stupnjeva) koje vjerno obuhvaćaju ekscentričnu kalotu i dvije sektorske koje obuhvaćaju samo 1 mlaz od ukupno 7, te zanemaruju ekscentričnost kalote. Od svaka ova 2 para mreža jedna je gruba, a druga fina. Svrha ove analize je procjena zanemarivosti ekscentričnosti kalote, tj. pokušaj da se koristi samo sektor mreže, kako bi se uštedilo na procesorskom vremenu, a da se dobiju zadovoljavajući rezultati. Osim toga, provjerava se utjecaj gustoće mreže na rezultate. Sve 4 mreže prikazane su na slici 4.2.3. Detalji mreža dati su u tablici 4.2.2. Redovi NX, NY i NZ predstavljaju broj podjela u radijalnom, tangencijalnom i aksijalnom smjeru, s time da za NZ 50+10 znači 50 slojeva u području gibanja klipa + 10 slojeva u kaloti. Korišteno je gorivo n-heptan te najjednostavnija kemijska shema s jednom globalnom reakcijom.

Tablica 4.2.2: Karakteristike proračunskih mreža

Naziv	**Gruba 360**	**Fina 360**	**Gruba 51**	**Fina 51**
Sektor	360	360	51.43	51.43
NX	15	30	21	32
NY	60	120	10	20
NZ	50+10	100+20	40+10	80+15
Ukupno ćelija	51 000	408 000	9 910	57 840
Dim. ćelije	~2.5 mm	~1.5 mm	~ 2 mm	~1.5 mm
Trajanje proračuna	68 min	548 min	21 min	107 min

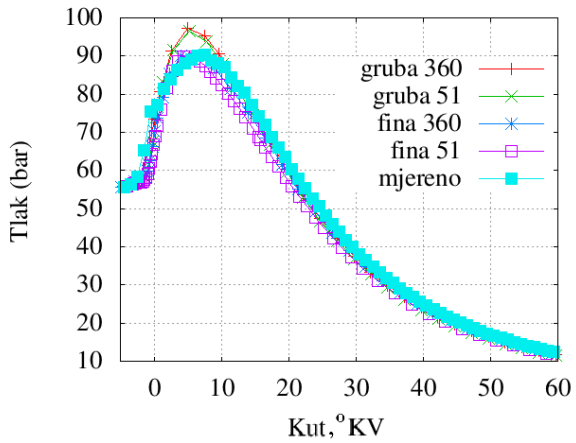


Slika 4.2.3: Proračunske mreže za simulaciju motora

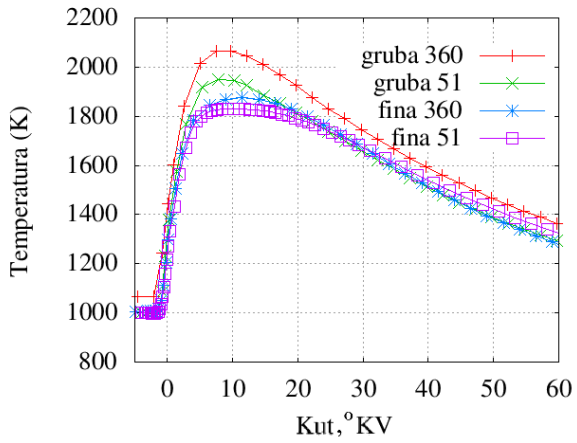
Nakon obavljenih simulacija za usporedbu su korišteni integralni rezultati osrednjeni po čitavoj domeni. Najznačajnija je usporedba tlaka u cilindru, slika 4.2.4, stoga što su obavljena eksperimentalna mjerenja tlaka u cilindru indiciranjem motora spojenog na kočnicu. Može se vidjeti da rezolucija mreže ima presudan utjecaj na točnost izračuna tlaka. Mreže s grubljom rezolucijom precjenjuju maksimalni tlak u cilindru za oko 7% dok mreže s finijom rezolucijom odlično reproduciraju maksimalni iznos tlaka. Primjećuje se da je zakašnjenje

paljenja veće nego kod izmjerenog rezultata nakon čega slijedi brže izgaranje i ranije dostizanje maksimalnog tlaka. Utjecaj ekscentričnosti kalote je zanemariv, odnosno rezultati za čitavih 360 stupnjeva se ne razlikuju bitno od onih za sektor od 51.43° koji obuhvaća jedan mlaz.

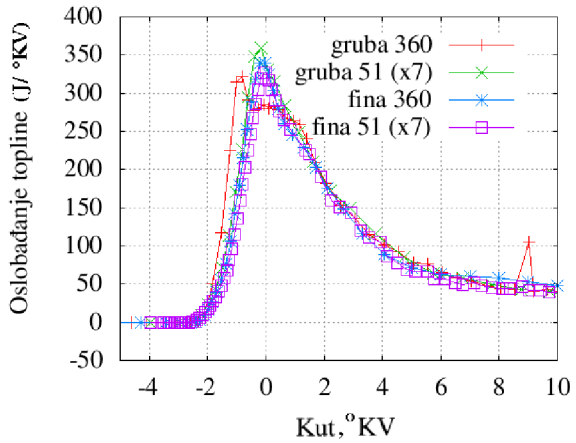
Što se tiče temperature razlika je još veća, slika 4.2.5. Gruba mreža koja obuhvaća 360° najviše odskače i doseže gotovo 2100 K dok fina mreža koja obuhvaća 51.43° doseže nešto preko 1800 K. Općenito finije mreže rezultiraju nižom temperaturom. Mreže koje obuhvaćaju 360° rezultiraju višom temperaturom.



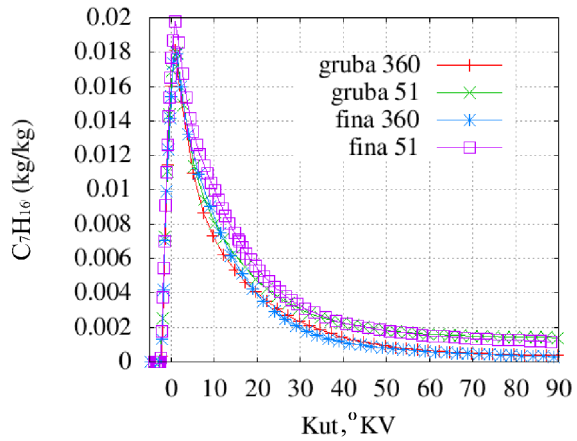
Slika 4.2.4: Utjecaj mreže na tlak



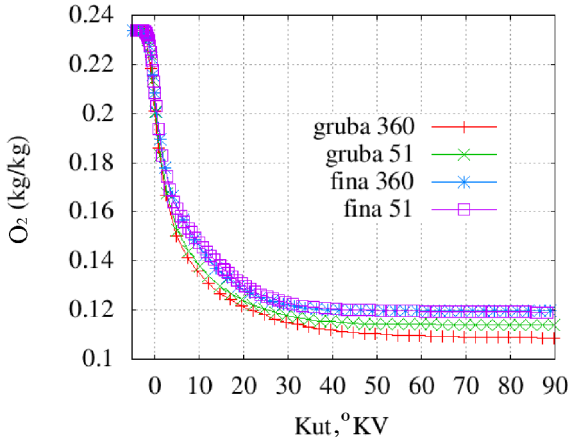
Slika 4.2.5: Utjecaj mreže na temperaturu



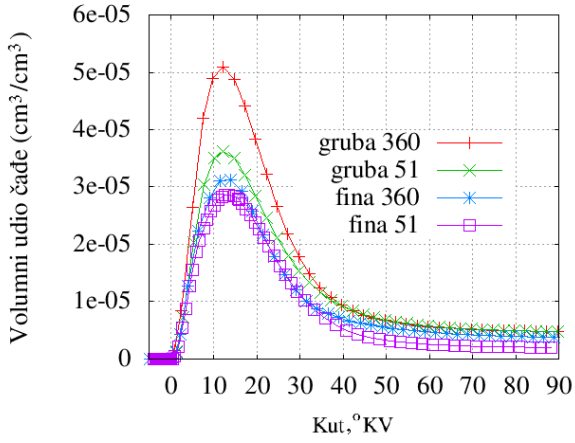
Slika 4.2.6: Utjecaj mreže na oslobađanje topline



Slika 4.2.7: Utjecaj mreže na maseni udio pare goriva



Slika 4.2.8: Utjecaj mreže na maseni udio kisika



Slika 4.2.9: Utjecaj mreže na tvorbu čađe

Kod usporedbe brzine oslobađanja topline, slika 4.2.6, iznos za mreže koje obuhvaćaju samo sektor pomnožen je sa 7. Može se zaključiti da su razlike između pojedinih proračuna na različitim mrežama zanemarive.

Slika 4.2.7 prikazuje trenutnu srednju koncentraciju goriva (C_7H_{16}) u plinovitoj fazi u cilindru. Razlike su male, a slučajevi koji imaju mrežu koja obuhvaća 360° rezultiraju nižom koncentracijom. Više je mogućih uzroka. To može biti radi sporijeg isparivanje ili bržeg izgaranje goriva u plinovitoj fazi. Nakon ove usporedbe moglo bi se zaključiti kako obuhvaćeni kut proračunskom mrežom ima bitniji značaj od rezolucije mreže.

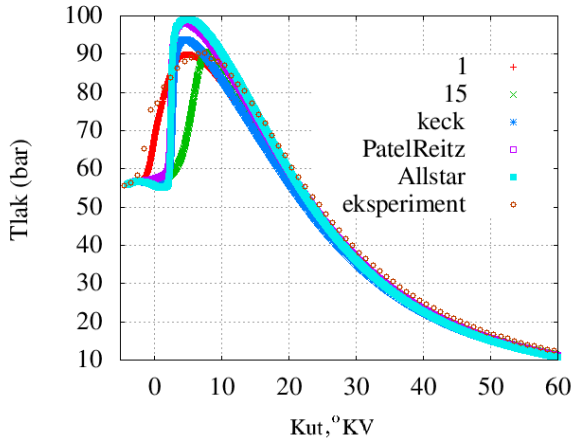
Slika 4.2.8 prikazuje potrošnju kisika izgaranjem u cilindru. Koncentracija kisika pada s početnih 0.232 za sve slučajeve. Vidi se da pada brže za slučajeve s grubljom mrežom. Slučajevi s mrežom finije rezolucije se poklapaju pa to navodi na zaključak da je to točnije rješenje. Ova analiza daje veću važnost rezoluciji mreže nego obuhvaćenom kutu i ekscentričnosti kalote.

Slika 4.2.9 pokazuje utjecaj mreže na simulaciju tvorbe čađe. Grublje mreže daju veću količinu čađe kako za vrijeme tvorbe tako i na kraju procesa. Naročito odskače slučaj s mrežom gruba 360. Finije mreže rezultiraju nižim količinama čađe, ali to je još uvijek znatno više od količina koje se obično dobiju mjerenjem crnoće dima.

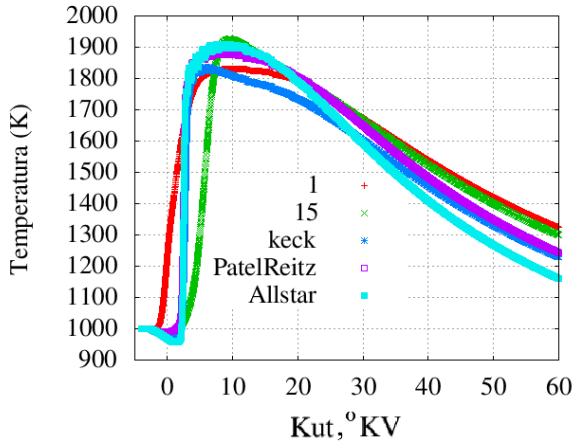
4.2.3 Utjecaj kemijske sheme

Izvedena je usporedba različitih kemijskih shema, kao što je to učinjeno i kod komore izgaranja konstantnog volumena. Korišteni sustavi kemijskih jednadžbi prikazani su u tablici 3.3 s osnovnim detaljima kao što su broj sastojaka i broj reakcija. Upotreba sheme 1.inp daje najvjerniji porast tlaka, slika 4.2.10. Shema 15.inp dobro simulira maksimalni iznos tlaka u cilindru. Maksimalnu vrijednost postiže sa zakašnjenjem radi prevelikog zakašnjenja paljenja. Ostale, kompleksnije sheme precjenjuju maksimalni tlak u cilindru. Ovaj zaključak se slaže za zaključcima iz analize izgaranja u komori konstantnog volumena. Porast temperature u cilindru, slika 4.2.11, povezan je s brzinom oslobađanja topline. Maksimalne vrijednosti srednje temperature kreću se od 1850 do 1950 K za sve sheme, s time da se maksimalna temperatura postiže nešto kasnije za shemu 15.inp.

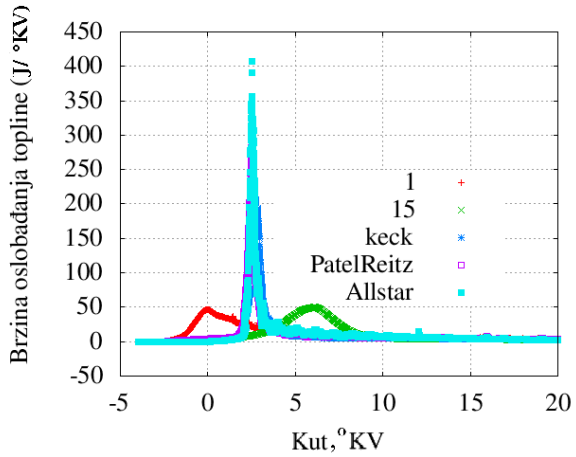
Brzina oslobađanja topline, slika 4.2.12 razlikuje se zavisno o upotrebljenoj kemijskoj shemi. Jednostavnije sheme rezultiraju postupnim oslobađanjem topline, s najvećom brzinom od 50 W, dok ostale kompleksnije sheme rezultiraju bržim izgaranjem s pikom brzine od preko 250 W. Zakašnjenje paljenja je najmanje za shemu 1.inp a najveće za 15.inp, dok ostale sheme daju srednje zakašnjenje paljenja.



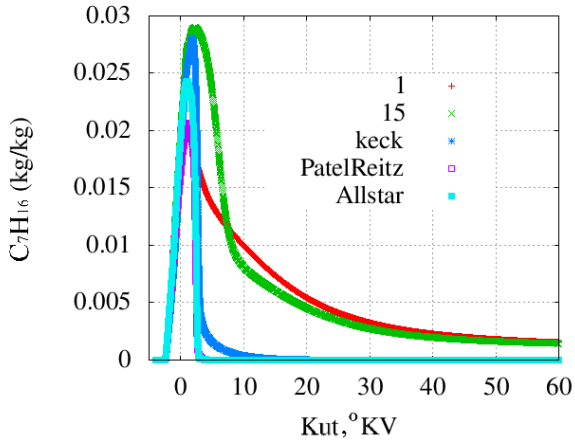
Slika 4.2.10: Utjecaj kemijske sheme na tlak



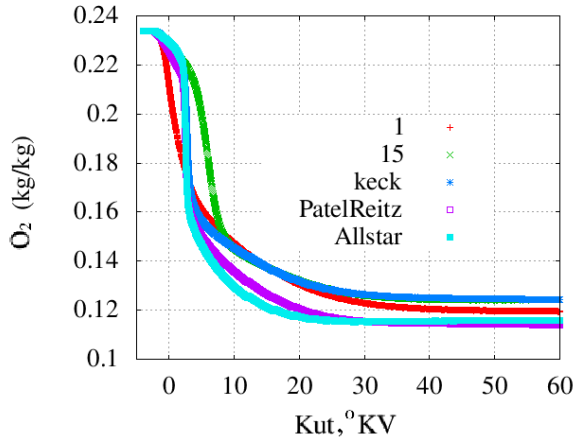
Slika 4.2.11: Utjecaj kemijske sheme na temperaturu



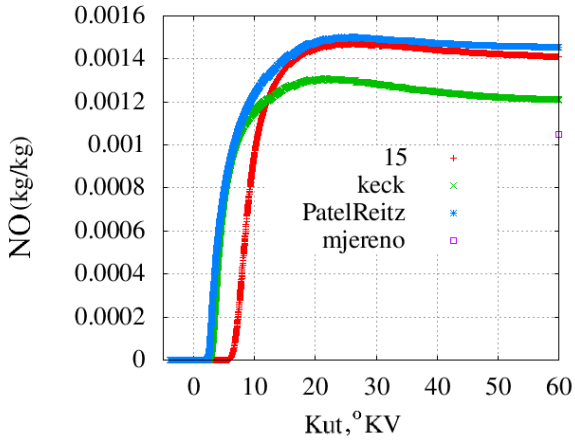
Slika 4.2.12: Utjecaj kemijske sheme na oslobađanje topline



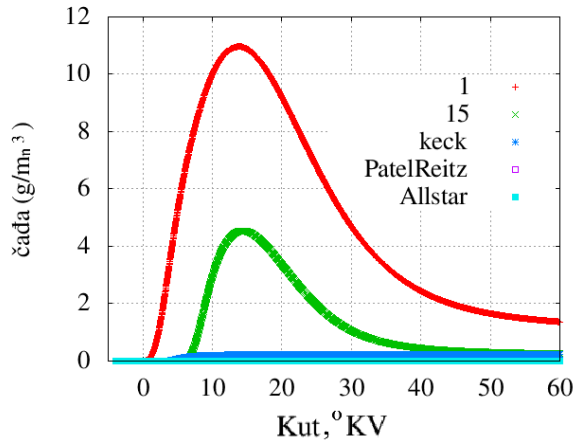
Slika 4.2.13: Utjecaj kemijske sheme na maseni udio goriva



Slika 4.2.14: Utjecaj kemijske sheme na maseni udio kisika



Slika 4.2.15: Utjecaj kemijske sheme na tvorbu dušikovog monoksida



Slika 4.2.16: Utjecaj kemijske sheme na tvorbu čađe

Koncentracija goriva u plinovitom stanju, slika 4.2.13, je rezultat dvaju suprotnih procesa. Isprva se naglo povećava usljed isparivanja tekućeg goriva u vrućem i turbulentnom okruženju cilindra. Nakon upaljivanja, ispareno gorivo izgara kombinirajući se s kisikom. Kao posljedicu takvih procesa može se tumačiti veća količina n-heptana u plinovitom stanju u cilindru kod upotrebe 15.inp sheme. Usljed većeg zakašnjenja paljenja stigne ispariti više goriva, a usljed postupnijeg izgaranja veća količina se duže zadržava u cilindru. Procesom izgaranja troši se slobodni kisik, slika 4.2.14. Ovdje opet možemo uočiti kako usljed kasnijeg izgaranja sheme 15.inp u jednom trenutku ostaje najviše slobodnog kisika koji se nije vezao s gorivom. Tvorba dušikovih oksida za sheme koje obuhvaćaju kemijsku kinetiku dušikovih oksida prikazana je na slici 4.2.15. Sve sheme lagano precjenjuju tvorbu dušikovih oksida u odnosu na eksperimentalno izmjerenu vrijednost. To se može pripisati višim temperaturama usljed bržeg izgaranja n-heptane goriva korištenog u simulacijama. Dizelsko gorivo kakvo je korišteno prilikom eksperimentalnog mjerenja ipak sporije isparava i izgara. Shema Keck daje najbliži rezultat eksperimentalnom.

Korištena kemijska shema ima izraziti utjecaj na korišteni model čađe prema Fusco-u, slika 4.2.16. Na slici se krivulje za sheme Keck, PatelReitz i nHeptaneAllstar tek primjećuju u dnu

dijagrama. Sve krivulje imaju karakterističan oblik s grbom osim one dobivene s Keck shemom. Maksimalne koncentracije čađe pojavljuju se oko 12°KV te variraju od $5\cdot10^{-6}$ g/m_n^3 za nHeptaneAllstar shemu i $3.2\cdot10^{-5}$ g/m_n^3 za PatelReiz do 11 g/m_n^3 za 1.inp shemu. Proračunski dobivene vrijednosti na kraju procesa su 1.13g/m_n^3 za 1.inp, 0.22 g/ m_n^3 za Keck, 0.2 za 15.inp, $1.0\cdot10^{-6}$ za PatelReitz te $2.0\cdot10^{-7}$ za nHeptaneAllstar. Eksperimentalno izmjerena crnoća dima je 0.6 BSU za ovu radnu točku što odgovara otprilike 0.018 g/m_n^3 po korelaciji danoj u [23]. Slijedi zaključak da je, iako drugog reda veličine, rezultat dobiven shemom 15.inp najbliži izmjerenoj vrijednosti. Kad se uzme u obzir da ni ostale promatrane vrijednosti ne odskaču puno od izmjerenih te brzinu i stabilnost proračuna, daljnji proračuni će biti izvedeni pomoću ove sheme.

4.2.4 Simulacija različitih radnih točaka

Svrha ovog dijela radnje je provjera realističnosti rezultata za nekoliko karakterističnih radnih točaka. Osim toga htjelo se je provjerit reproducira li model trendove tvorbe dušikovih oksida i čađe u zavisnosti o radnoj točki. Ulazni parametri koji su se mijenjali od točke do točke su početni tlak u cilindru, brzina vrtnje, ubrizgana masa goriva te profil ubrizgavanja, uključujući i početak ubrizgavanja. Eksperimentalno dobiveni ulazni parametri za radne točke te izmjerene emisije polutanata prikazane su u tablici 4.2.3. Oznaka radne točke sastoji se od brzine vrtnje u okretajima u minuti i srednjeg efektivnog tlaka u bar.

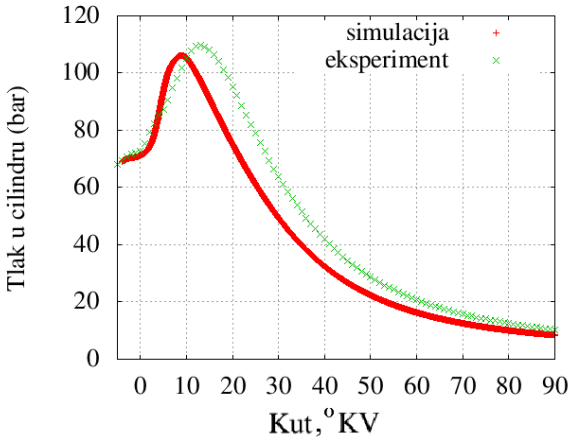
Tablica 4.2.3: Karakteristike simuliranih radnih točaka

Radna točka	**1200_13bar**	**1800_8bar**	**2400_8bar**	**1800_1bar**
Brzina vrtnje (min^{-1})	1200	1800	2400	1800
Srednji efektivni tlak (bar)	13	8	8	1
Početak ubrizgavanja (°KV)	-4	-7	-4	- 4
Tlak uoči ubrizgavanja (bar)	69.54	61.61	88.77	47.77
Ubrizgana masa goriva (mg)	11.9	7.28	8.27	1.81
Izmjereni NO (ppm)	1150	800	470	200
Izmjerena čađa (BSU)	1.8	0.35	0.4	0.1

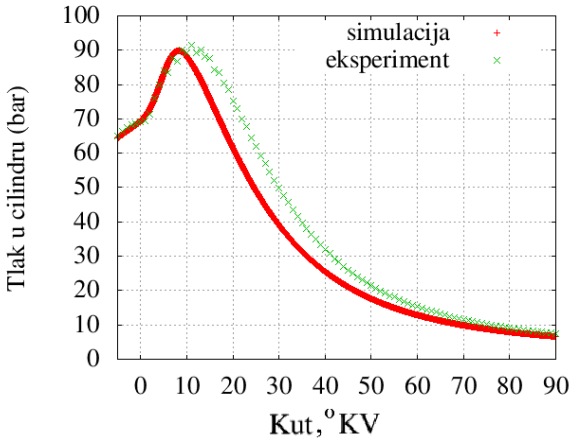
Na slikama 4.2.17 do 4.2.20 prikazane su usporedbe indiciranog tlaka i onog dobivenog proračunom. Može se uočiti kako se ne poklapaju u potpunosti. Razloge tome možemo tražiti, osim u parametrima modela koji nisu savršeno naštimani, u profilu protoka ubrizgavanja goriva. Naime, profil ubrizgavanja snažno utječe na brzinu isparivanja, stvaranja gorive smjese i izgaranja, a samim time i na porast tlaka. Da bi se detaljno odredio profil protoka potrebno je mjeriti tlak u ubrizgaču te podizaj igle te iz te dvije veličine i geometrije sapnice simulacijom hidrauličkog sustava dobiti protok u vremenu. Kako se ovaj rad fokusira na proračun emisija, bilo je važnije provjeriti da li simulacije uspiju uhvatiti trendove emisija u zavisnosti o promjeni rubnih uvjeta.

Bez obzira što poklapanje tlaka nije savršeno, može se reći da promjena rubnih uvjeta rezultira zadovoljavajućim trendovima u promjeni tlaka. To je bitno jer će tada i promjena temperature biti vjerno izračunata. To je nemoguće provjeriti jer ne postoje mjerenja za

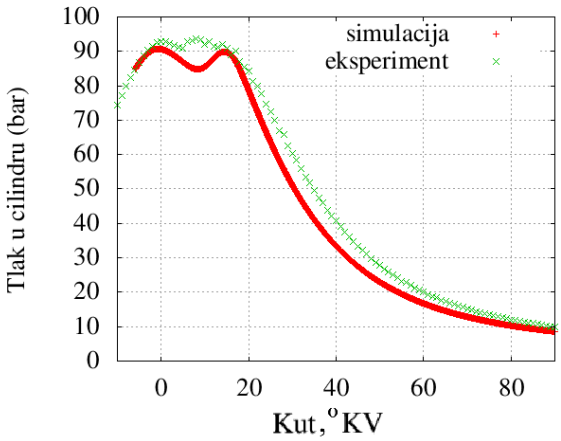
temperaturu, a i bilo bi potrebno izmjeriti temperaturna polja jer lokalna temperatura ima snažan utjecaj na tvorbu polutanata.



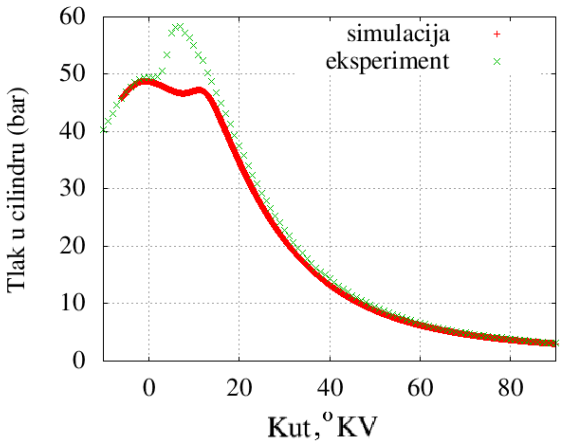
Slika 4.2.17: Tlak u cilindru za radnu točku 1200 min^{-1} i 13 bar srednjeg indiciranog tlaka



Slika 4.2.18: Tlak u cilindru za radnu točku 1800 min^{-1} i 8 bar srednjeg indiciranog tlaka

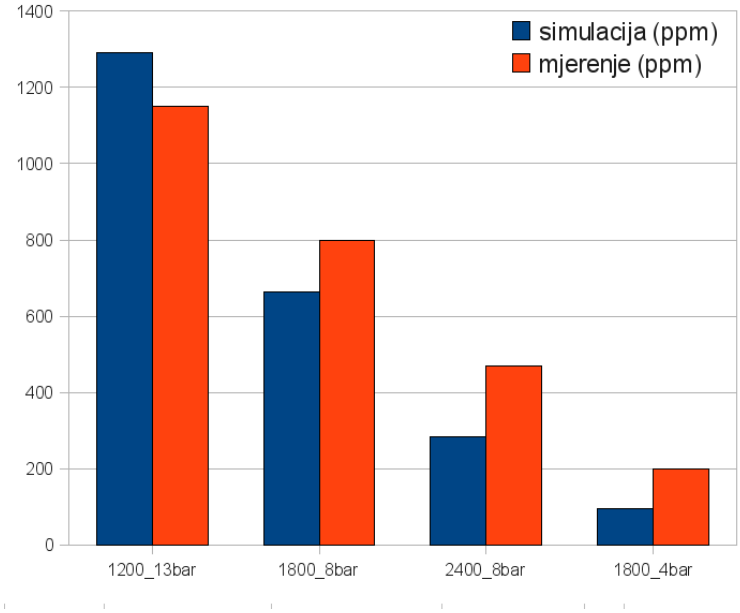


Slika 4.2.19: Tlak u cilindru za radnu točku 2400 min^{-1} i 8 bar srednjeg indiciranog tlaka

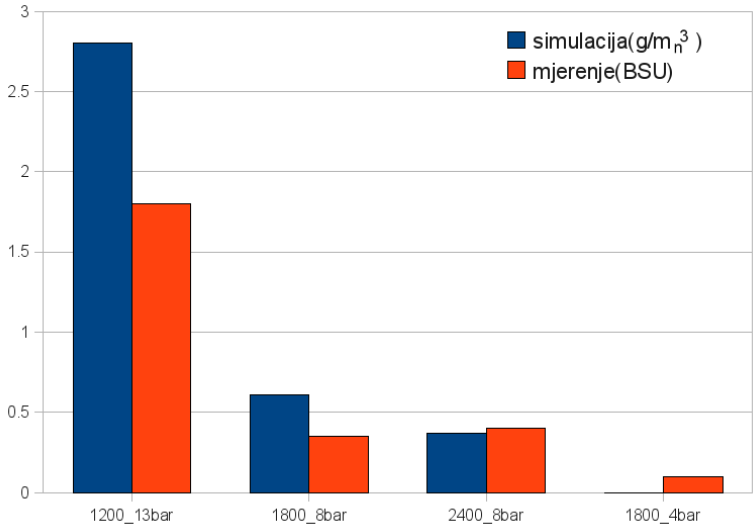


Slika 4.2.20: Tlak u cilindru za radnu točku 1800 min^{-1} i 4 bar srednjeg indiciranog tlaka

Najznačajnija mjerenja za usporedbu rezultata simulacije su emisije dušikovih oksida NO_x te čađe na izlazu iz motora. Usporedba za NO_x je prikazana na slici 4.2.21. Može se zaključiti kako je simulacija uhvatila trend zavisnosti emisije dušikovih oksida o rubnim uvjetima. Za slučajeve pri kojima je izmjerena veća koncentracija dušikovih oksida i simulacija daje više koncentracije i obrnuto. Ako provjerimo apsolutne vrijednosti može se zaključiti da za slučajeve s visokim emisijama NO_x (1200_13bar) simulacija precjenjuje tvorbu. Izmjerena je koncentracija od 1150 ppm, a simulacija daje 1291 ppm. Za ostale slučajeve simulacija podcjenjuje emisiju NO. To je naročito izraženo za slučaj (1800_1bar). Izmjereno je 200 ppm dok simulacija daje 95 ppm na kraju procesa.



Slika 4.2.21: Trendovi za NO

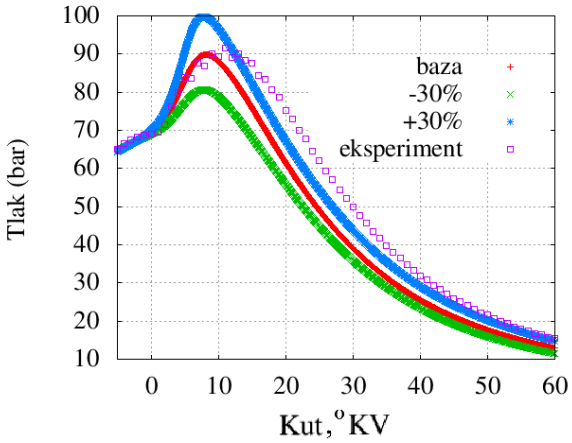


Slika 4.2.22: Trendovi za čađu

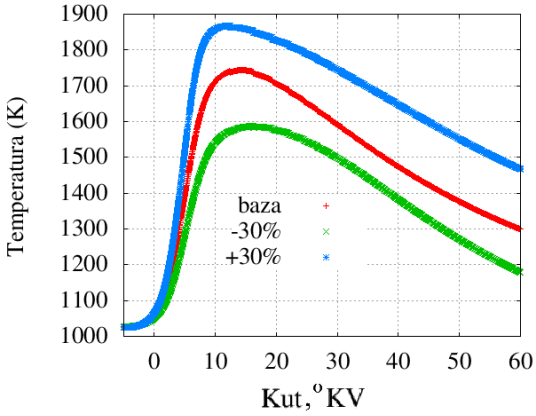
Na slici 4.2.22 prikazana je usporedba trendova izmjerenih i simuliranih koncentracija čađe. Potrebno je odmah uočiti da nisu izražene u istim jedinicama. Mjerene vrijednosti su izražene u BSU, a simulirane u g/m_n^3. Moguće je konvertirati koncentracije iz g/m_n^3 u BSU pomoću polinoma prema [23], ali polinom daje realne rezultate samo za ulazne vrijednosti u rasponu od 0 do najviše 0.7 g/m_n^3. Usljed konvertiranja neke bi vrijednosti ispale nerealne osim što bi unijeli pogrešku sadržanu u samom polinomu za konverziju. Stoga su vrijednosti ostavljene nepromijenjene pa možemo zaključiti da iako su simulirane vrijednosti daleko od realnih, simulacija hvata trend promjene koncentracije čađe u ispušnim plinovima iz motora u zavisnosti o promjeni radnih parametara.

4.2.5 Utjecaj ubrizgane mase goriva

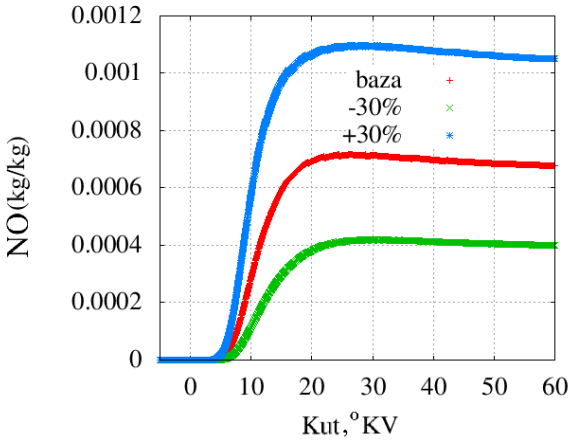
Kako bi se analizirala uspješnost modela izvršena je serija simulacija pri čemu je variran po jedan osnovni ulazni parametar. Prvo je testiran utjecaj varijacije ubrizgane mase goriva. Osim polazne simulacije (baza) u jednoj je simulaciji ubrizgano 30 % manje goriva, a u drugoj 30 % više. Svi ostali parametri su ostali nepromijenjeni. Na slikama 4.2.23 – 4.2.26 prikazan je utjecaj varijacije ovog parametra. Utjecaj ubrizgane mase goriva je očekivan: s porastom ubrizgane mase goriva rastu tlak i temperatura u cilindru. Također rastu i emisije dušikovog monoksida i čađe.



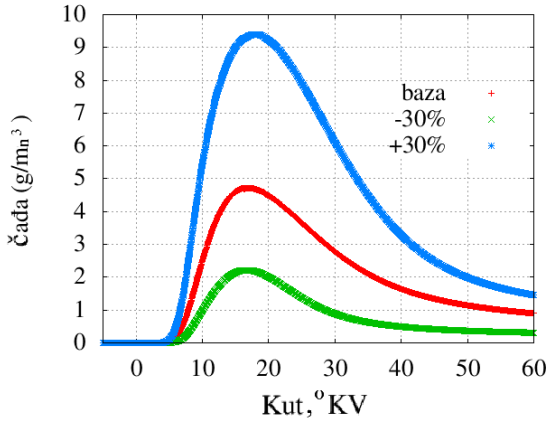
Slika 4.2.23: Utjecaj ubrizgane mase goriva na tlak



Slika 4.2.24: Utjecaj ubrizgane mase goriva na temperaturu



Slika 4.2.25: Utjecaj ubrizgane mase goriva na tvorbu dušikovog monoksida



Slika 4.2.26: Utjecaj ubrizgane mase goriva na tvorbu čađe

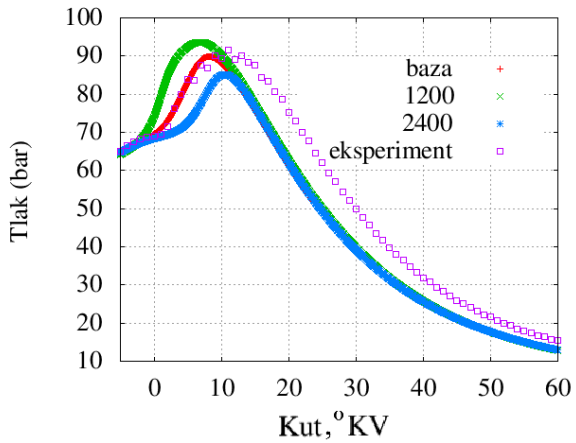
4.2.6 Utjecaj brzine vrtnje

Drugi parametar koji je variran je brzina vrtnje motora. Osnovni režim rada koji je korišten kao baza za simulaciju je karakteriziran brzinom vrtnje od 1800 min^{-1}. Izvedene su simulacije s istim parametrima osim što je brzina vrtnje bila 1200 te 2400 min^{-1} kako bi se dobio uvid o utjecaju brzine vrtnje na proces te na emisije. Ovaj utjecaj prikazan je na slikama 4.2.27-4.2.32.

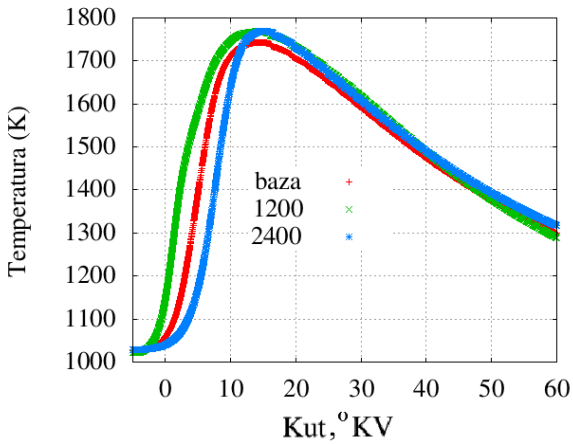
Na slici 4.2.27 vidi se da porastom brzine vrtnje uz konstantne ostale parametre rezultira smanjenjem maksimalnog tlaka te pomakom maksimuma prema kasnije. Razlog tome je što trajanje zakašnjenja paljenja vremenski jednako traje, ali pri većoj brzini vrtnje u istom vremenu koljenasto vratilo prevali veći kut. Stoga do izgaranja dolazi kasnije i u većem volumenu pa je stoga i porast tlaka manji.

Na slici 4.2.28 prikazana je temperatura. Također se primjećuje kasnije oslobađanje topline za veće brzine vrtnje. Za osnovnu brzinu vrtnje od 1800 min^{-1} postiže se nešto niža maksimalna temperatura.

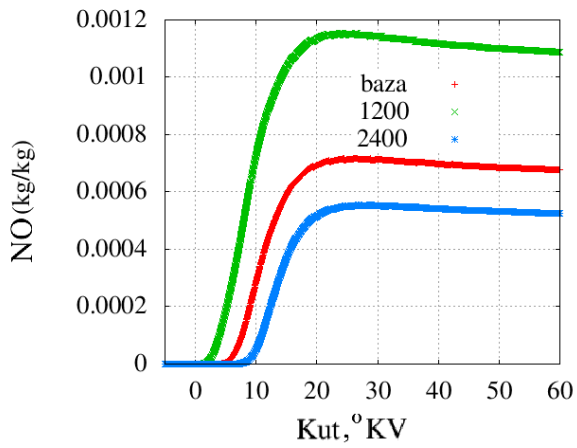
Na slici 4.2.29. prikazan je utjecaj brzine vrtnje na emisiju dušikovog monoksida. Vidi se da je pri višoj brzini vrtnje emisija dušikovog monoksida znatno niža dok se pri nižoj brzini vrtnje povećava. To je posljedica činjenice da je pri višoj brzini vrtnje znatno manje vrijeme na raspolaganju za reakcije tvorbe. Uslijed ekspanzije kod veće brzine prije dolazi do smanjenja temperature u cilindru i zaustavljanja reakcija tvorbe. Na slici 4.2.30 prikazan je utjecaj brzine vrtnje na emisiju čađe. Vidi se da je pri višoj brzini manja tvorba čađe i manja emisija na kraju procesa. Moguće objašnjenje je isto kao i kod dušikovih oksida manje raspoloživo vrijeme za tvorbu pri većoj brzini.



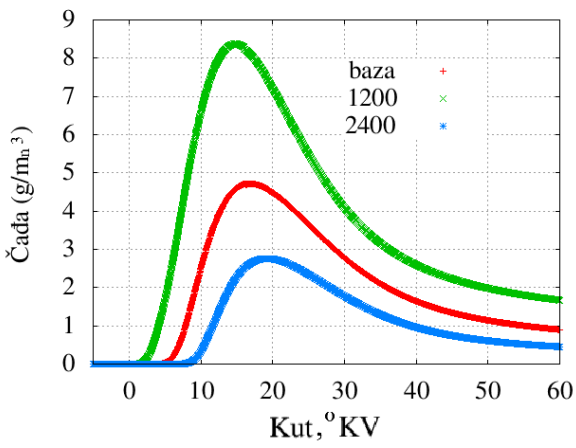
Slika 4.2.27: Utjecaj brzine vrtnje na tlak



Slika 4.2.28: Utjecaj brzine vrtnje na temperaturu



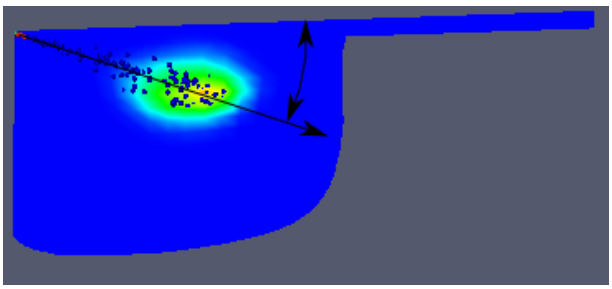
Slika 4.2.29: Utjecaj brzine vrtnje na emisiju dušikovog monoksida



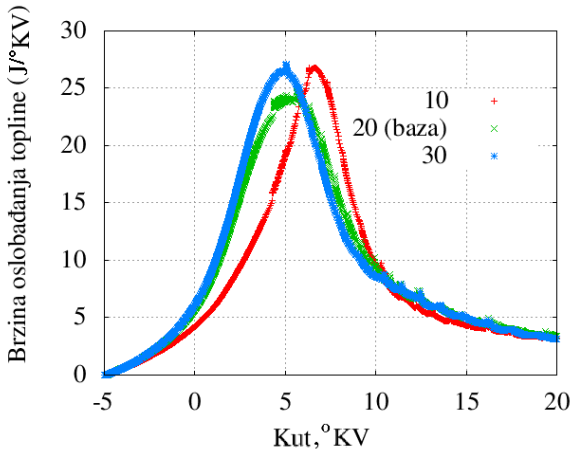
Slika 4.2.30: Utjecaj brzine vrtnje na emisiju čađe

4.2.8 Utjecaj kuta mlaza

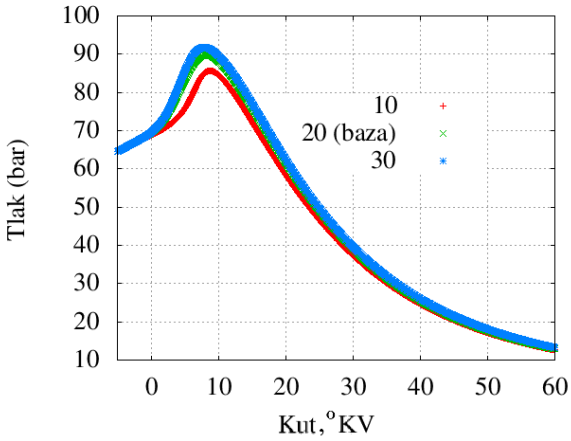
Prednost CFD analiza je da imaju mogućnost analize utjecaja geometrijskih parametara procesa. Stoga je izvršena analiza utjecaja orijentacije mlaza. Izvršena je serija simulacija pri čemu je variran kut mlaza u odnosu na horizontalnu ravninu, slika 4.2.31. U analiziranom motoru je ova veličina 20°. U dodatnim simulacijama je ova vrijednost postavljena na 10° odnosno 30°. Na slikama 4.2.32 - 4.2.36 prikazan je utjecaj kuta mlaza na parametre procesa. Na slici 4.2.32 vidi se utjeca na brzinu oslobađanja topline. Najprije se primjeti da se za kut od 10° najveći dio topline oslobađa kasnije nego za ostale slučajeve. Za kut od 30° dobiva se malo intenzinije oslobađanje topline. Ovo se odražava na tlak u cilindru, slika 4.2.33. Za kut od 10° dobiva se niži tlak te se maksimalna vrijednost kasnije postiže. Ovo se odražava i na stupanj djelovanja motora jer bi u ovom slučaju indicirani rad po procesu bio manji uz istu količinu goriva. Na slici 4.2.34 prikazana je temperatura u cilindru. Vidi se da je maksimalna temperatura za kut mlaza od 10° niža, ali na kraju simuliranog perioda pada manje nego za ostale slučajeve. Ovo je posljedica kasnijeg izgaranja. Slučaj za kut od 30° rezultira najvišim temperaturama. Ovakve razlike u temperaturama su najvjerojatnije razlog za različite razine dušikovog monoksida, slika 4.2.35. Najviše razine se postižu za kut mlaza od 30° a najmanje za kut od 10°. Na slici 4.2.36 prikazana je tvorba čađe. U prvom dijelu je situacija slična kao i kod dušika: slučaj s najvišim temperaturama (kut od 30°) rezultira najbržom tvorbom čađe, a slučaj s najnižim temperaturama (kut od 10°) najsporijom. U kasnijoj fazi dolazi do promjene trendova. Niža temperatura rezultira sporijom oksidacijom i obrnuto, tako da u konačnici slučaj s kutom mlaza od 30° rezultira najmanjom razinom čađe.



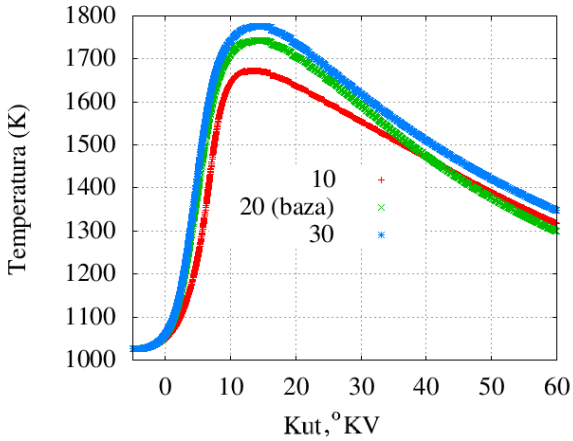
Slika 4.2.31: Kut između mlaza goriva u odnosu na horizontalu



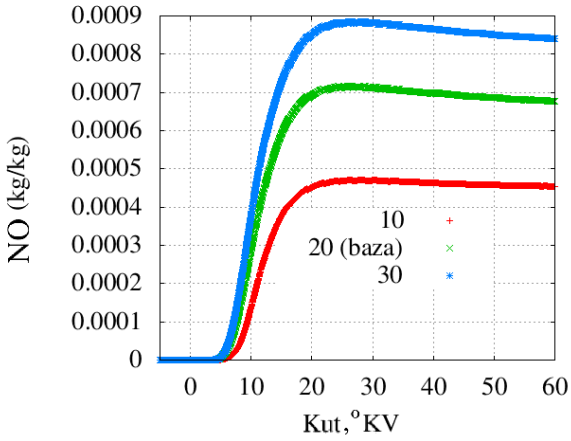
Slika 4.2.32: Utjecaj kuta mlaza na brzinu oslobađanja topline



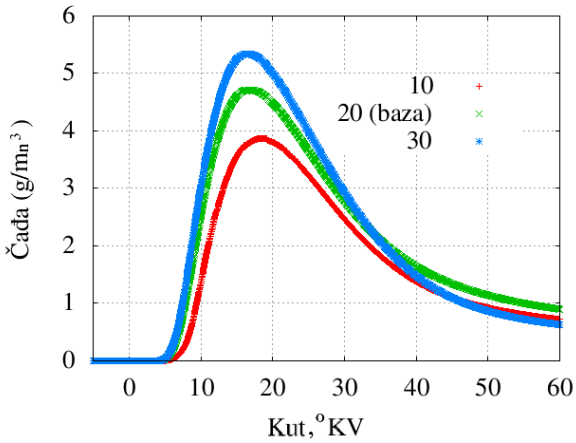
Slika 4.2.33: Utjecaj kuta mlaza na tlak



Slika 4.2.34: Utjecaj kuta mlaza na temperaturu



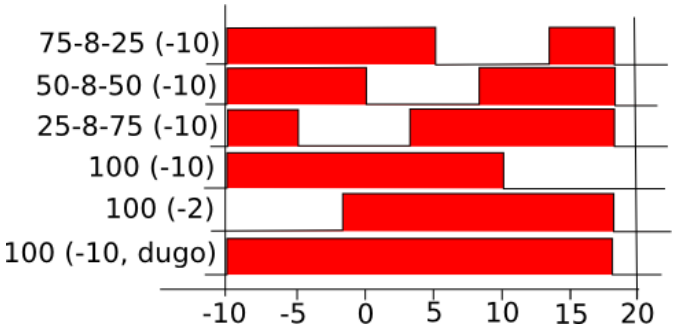
Slika 4.2.35: Utjecaj kuta mlaza na tvorbu dušikovog monoksida



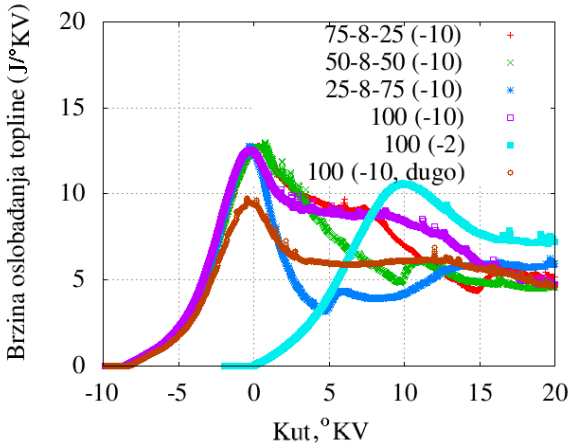
Slika 4.2.36: Utjecaj kuta mlaza na tvorbu čađe

4.2.9 Utjecaj strategije ubrizgavanja

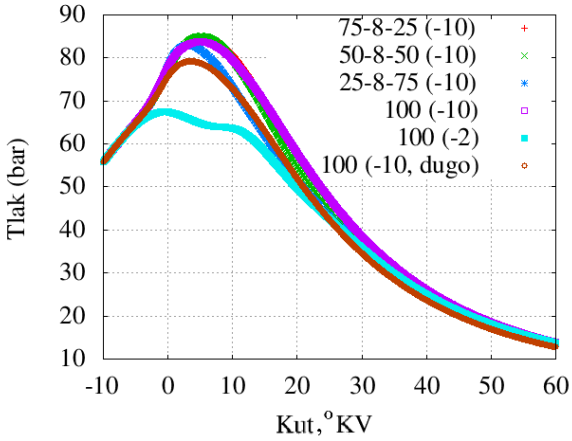
Strategija ubrizgavanja je jedna od mogućnosti smanjenja emisije štetnih tvari i buke koja je omogućena novim tehnologijama kod dizelskih motora. Kako bi se provjerile mogućnosti ovakve tehnologije i mogućnost CFD modela da bude osjetljiv na ovakve strategije ubrizgavanja izvršena je serija simulacija. Za strategije je preuzet obrazac korišten u [58], slika 4.2.37. Ubrizgavanje se odvija u jednoj ili u dvije faze po procesu. Faze imaju različito trajanje. Količina goriva se ne mijenja. Prva strategija se sastoji od 2 faze, od kojih prva počinje 10° prije GMT, traje do 5° nakon GMT, nakon čega slijedi pauza od 8° te druge faze koja počinje na 13° i traje do 18° nakon GMT. U prvoj fazi se ubrizgava 75% ukupne količine ubrizganog goriva a u drugoj 25%. Na sličan način su definirane i druga i treća strategija ubrizgavanja. Preostale 3 strategije se sastoje od neprekinutog ubrizgavanja goriva. Četvrta strategija se sastoji u neprekinutom ubrizgavanju goriva koje započinje 10° prije GMT, traje do 10° nakon GMT. Peta strategija počinje 2° prije GMT, traje do 18° nakon GMT. Posljednja, šesta strategija započinje 10° prije GMT i traje do 18° što znači da neprekinuto traje 28° KV. Naziv strategije se sastoji iz postotka ubrizganog goriva u prvoj fazi, trajanja pauze između faza i postotka ubrizganog goriva u drugoj fazi ako ona postoji. U zagradi je označen kut početka ubrizgavanja u odnosu na GMT)



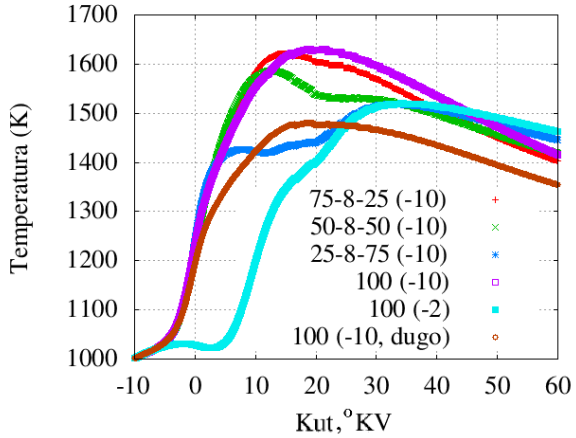
Slika 4.2.37: Strategije ubrizgavanja prema [58]



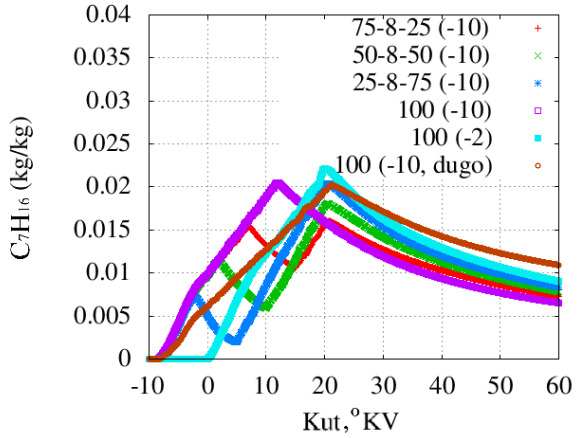
Slika 4.2.38: Utjecaj različitih strategija ubrizgavanja na brzinu oslobađanja topline



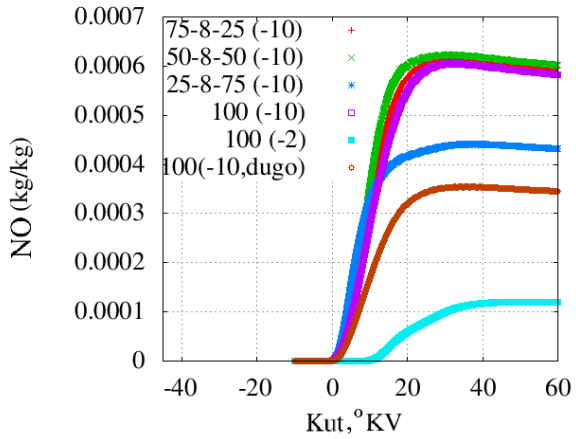
Slika 4.2.39: Utjecaj različitih strategija ubrizgavanja na tlak u cilindru



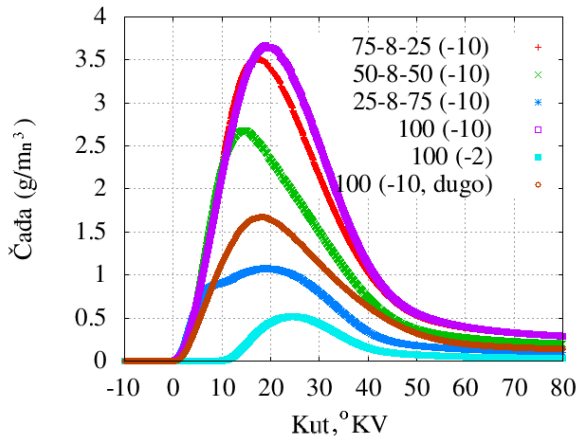
Slika 4.2.40: Utjecaj različitih strategija ubrizgavanja na srednju temperaturu u cilindru



Slika 4.2.41: Utjecaj različitih strategija ubrizgavanja na srednji maseni udio goriva u cilindru



Slika 4.2.42: Utjecaj različitih strategija ubrizgavanja na tvorbu dušikovih oksida



Slika 4.2.43: Utjecaj različitih strategija ubrizgavanja na tvorbu čađe

Na slici 4.2.38 vidi se kako različite strategije utječu na brzinu oslobađanja topline. Početna grba na krivuljama svjedoči kako model reproducira početno brzo izgaranje homogene smjese koja se je stigla pripremiti prije upaljivanja. Iz položaja grbe, moguće je vidjeti utjecaj početka ubrizgavanja. Kasnije ubrizgavanje slučaja 100 (-2) rezultira nešto manje intenzivnim oslobađanjem topline. Slučajevi 75-8-25(-10), 50-8-50(-10), 25-8-75(-10) i 100(-10) karakterizirani su velikom masom goriva koja se ubrizgava u ranoj fazi te stoga rezultiraju i intenzivnijim oslobađanjem topline u ranoj fazi. Posljednji slučaj, 100(-10, dugo), kod kojeg ubrizgavanje rano počinje i dugo traje karakteriziran je manje intenzivnim oslobađanjem topline koje duže traje.

Na slici 4.2.39 vidljivo je kako se oslobađanje topline odražava na porast tlaka u cilindru zavisno o strategiji ubrizgavanja. Strategija 50-8-50(-10) rezultira najvišim maksimalnim tlakom a 100(-2) najnižim. Površina ispod krivulja ne predstavlja rad procesa kao što je to u *p-V* dijagramu, ali je površina ispod krivulja ipak mjerilo indiciranog rada. Odmah je jasno da bi za postizanje iste snage motora bilo potrebno da i ove površine budu jednake. Odmah je jasno da ovo nije slučaj te da bi za postizanje iste površine (istog rada po procesu) u slučaju 100(-2) bilo potrebno ubrizgati veću količinu goriva odnosno za tu strategiju se kvari stupanj

djelovanja motora. Na slici se također može vidjeti da je površina obuhvaćena ispod krivulje za slučaj 100(-10) najveća što znači da je i stupanj djelovanja za ovakvu strategiju ubrizgavanja goriva najviši. Obično se rano ubrizgavanje goriva (a u ovom slučaju se ubrizgavanje ukupne količine goriva najranije završi) povezuje s povećanjem stupnja djelovanja ali i povećanjem temperature i emisije dušikovih oksida.

Na slici 4.2.40 prikazano je kako se različite strategije ubrizgavanja odražavaju na srednju temperaturu u cilindru. Temperatura je značajna jer ima snažan utjecaj na tvorbu dušikovih oksida i na tvorbu i oksidaciju čađe. Na brzine ovih reakcija utječe lokalna temperatura koja može znatno premašiti srednju, ali i srednja temperatura je korisna za procjenu potencijala tvorbe polutanata. Najviša temperatura se postiže kod slučajeva s ranim ubrizgavanjem goriva 100(-10) i 75-8-25(-10) a najniža za slučaj s kasnim ubrizgavanjem 100(-2), ali i za višefazno ubrizgavanje 25-8-75(-10).

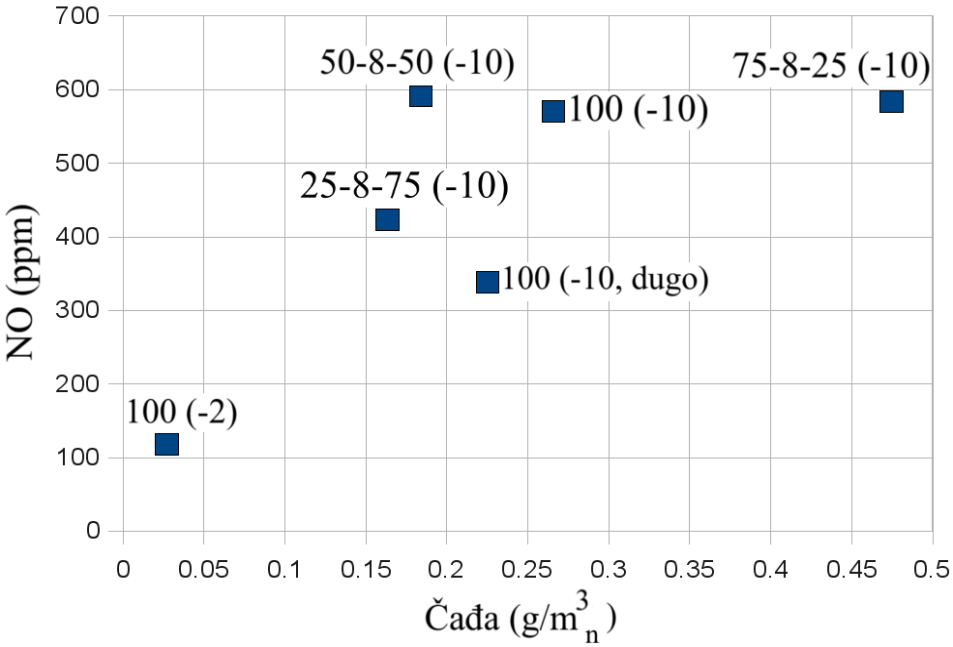
Na slici 4.2.41 prikazan je utjecaj različitih strategija ubrizgavanja na srednji maseni udio pare goriva u cilindru. Lokalna koncentracija goriva ima velik utjecaj na tvorbu čađe jer čađa nastaje u područjima visoke koncentracije goriva. Srednja koncentracija može također biti pokazatelj tendencije nastanka čađe. Na slici se vidi kako se maseni udio povećava usljed ubrizgavanja i isparivanja goriva. U jednom trenutku se udio goriva počne smanjivati. To je trenutak kada brzina kemijske reakcije izgaranja koja troši gorivo premaši brzinu isparivanja. Iz krivulja se može primijetiti karakterističan dvostruki maksimum za slučajeve s ubrizgavanjem u više faza. Može se zaključiti kako ovakvo ubrizgavanje u više faza rezultira manjim maksimalnim srednjim masenim udjelima goriva u cilindru što daje za pretpostaviti manju tendenciju tvorbe čađe.

Na slici 4.2.42 prikazan je utjecaj strategija ubrizgavanja na tvorbu dušikovih oksida. Kod svih slučajeva može se vidjeti karakterističan nagli porast za vrijeme procesa izgaranja koji se podudara s visokim lokalnim temperaturama od preko 2000 K u području plamena. Nakon te faze se stanje zamrzne jer ubrizgano gorivo izgori a temperatura padne ispod 2000 K uslijed procesa ekspanzije i izmjene topline. Najviši maseni udio od oko 0.0006 kg/kg NO postignut je za slučajeve 75-8-25(-10), 50-8-50(-10) i 100(-10). Najmanji udio je za kasno ubrizgavanje i slučaj 100(-2). Može se primjetiti vrlo dobra korelacija ovih rezultata s onima prikazanim na slici 4.2.40. Najveći porast koncentracije dušikovih oksida ostvaren je upravo za strategije i vremenski period s najvišim srednjim temperaturama u cilindru, odnosno između 0 i 20 ° KV.

Na slici 4.2.43 prikazan je utjecaj strategija ubrizgavanja na koncentraciju čađe u cilindru. Kod svih slučajeva primjećuje se karakterističan tijek koncentracije čađe. Početna faza intenzivna tvorba je posljedica izgaranja u područjima visoke koncentracije goriva. Nakon toga slijedi intenzivna oksidacija sve do trenutka dok temperatura ne padne ispod određene razine. Maksimalne koncentracije čađe se, kao što je slučaj i s dušikovim oksidima, postižu za slučajeve s najvišim temperaturama.

Za uvjete u kojima se postiže maksimalno smanjenje emisije dušikovih oksida problem je smanjiti emisiju čađe i obrnuto, za uvjete povoljne za smanjenje emisije čađe obično se postiže porast emisije dušikovih oksida. Stoga se primjenjuje zajednička analiza, pri čemu se na istom dijagramu prikazuje koncentracija dušikovih oksida i čađe. Ovakva analiza prikazana je na slici 4.2.44. Osim emisije čađe i dušikovih oksida ne smije se zanemariti potrošnja goriva koja direktno uvjetuje emisiju ugljičnog dioksida koji se smatra jednim od

stakleničkih plinova. Iz slike 4.2.44 može se vidjeti da je najpovoljnija strategija ubrizgavanja kasno ubrizgavanje 100(-2), međutim ona nije prihvatljiva radi već spomenutog smanjenog stupnja djelovanja. Najnepovoljniji slučaj što se tiče emisija je strategija ubrizgavanja 75-8-25(-10) jer rezultira najobilnijom emisijom čađe i gotovo najobilniju emisiju dušikovih oksida. Dobar kompromis predstavlja strategija 25-8-75(-10) jer rezultira vrlo malom emisijom čađe i dušikovih oksida uz zadržavanje relativno visokog stupnja djelovanja. Radi se upravo o strategiji s predubrizgavanjem goriva koja je danas dobro prihvaćena radi dobrih rezultata koje daje.



Slika 4.2.44: Međusobna ovisnost koncentracije dušikovih oksida i čađe u zavisnosti o strategiji ubrizgavanja

4.3 Zbirni komentari validacije modela

U poglavlju 4.1 prikazane su simulacije procesa ubrizgavanja i izgaranja u komori konstantnog volumena, što je pojednostavljeni slučaj u odnosu na motor. U prvom dijelu je razmatran isključivo mlaz goriva bez izgaranja kako bi se stekao osjećaj u vezi utjecaja na osnovne karakteristike mlaza: veličina kapljica, prodor, brzina isparivanja i oblik. Isprobane mreže imaju malen utjecaj na karakteristike mlaza, a najbolje rezultate daje mreža dimenzija ćelije 1 mm. Ipak treba imati na umu da je ovo idealan slučaj s pravilnom domenom malih dimenzija, te je stoga utjecaj mreže ponovno analiziran kod motora.

Zatim je analiziran utjecaj koeficijenata B1, CBU te CRT blob-KH-RT modela mlaza. Ovi koeficijenti prema matematičkom modelu kojeg su dio, djeluju na vrijeme ili na mjesto raspada kapljica ili na dimenzije novonastalih kapljica. Ovi utjecaji se svi odražavaju na dimenzije kapljica, posljedica čega su i promjena inercije i prodora kapljica i pare, te brzina isparivanja. Općenito se može reći da veće kapljice rezultiraju većim prodorom tekuće faze, bržim prodorom pare goriva i sporijim isparivanjem. Povećanje koeficijenata B1 i CRT rezultiraju povećanjem kapljica i svime što iz toga slijedi. Povećanje koeficijenta CBU djeluje suprotno, što je suprotno očekivanjima do kojih bi se došlo na temelju promatranja matematičkog modela. Stoga se kod naštimavanja modela u svrhu modeliranja nepoznatog utjecaja strujanja, turbulencije i kavitacije u sapnici ovaj parametar treba koristiti s rezervom. Na osnovu ovih analiza, odabran je komplet koeficijenata modela mlaza kako bi se postigla što točnija simulacija eksperimenta izvedenog u komori konstantnog volumena. Postignuto je odlično slaganje prodora i oblika mlaza. Provedena je simulacija različitih goriva kako bi se dobio uvid na njihov utjecaj na mlaz. Simulirano je ubrizgavanje s n-heptanom, s IDEA gorivom, s $C_{16}H_{34}$ te s razvijenim modelom HFO (teško gorivo). Pokazalo se je da teško gorivo rezultira većim kapljicama te da znatno sporije isparava od svih ostalih korištenih goriva. Treba imati na umu da sama svojstva teškog goriva mnogo variraju, tako da ona mogu rezultirati u znatnim razlikama kod raspada mlaza i kod izgaranja. Zatim je provjeren utjecaj atmosferskih uvjeta (tlaka i temperature). Iako se penetracija tekuće faze razlikuje i po opisu i po iznosu između eksperimenta i simulacije, promjena atmosferskih uvjeta u jednakoj mjeri utječe na njih.

Nakon simulacija ubrizgavanja i analiza značajki mlaza prelazi se na simulaciju izgaranja u komori konstantnog volumena. Testirano je 7 kemijskih shema. U usporedbi s eksperimentalnim rezultatom, sve kompleksnije sheme rezultiraju prevelikim porastom tlaka. Također je znatan utjecaj kemijske sheme na masene udjele kemijskih sastojaka u komori. Kao najbolja shema po kriteriju slaganja s eksperimentalnim rezultatom, brzine i stabilnosti proračuna te uz uvjet posjedovanja kinetike tvorbe dušikovog monoksida odabrana je shema koja prati 15 sastojaka nazvana 15.inp. Zatim je testirano nekoliko modela tvorbe i oksidacije čađe. Nakon usporedbe prostorne raspodjele, razvoja u vremenu i koncentracije najbolji se pokazao model temeljen na Fusco modelu. Nakon preliminarnih analiza ustanovljeno je da model ne reagira ispravno na tlak. Eksperimentalne analize [10], [56] su pokazale da porast tlaka uvjetuje porast tvorbe čađe. Stoga je model modificiran na način opisan jednadžbama (3.70)-(3.72) te je nakon toga ustanovljen pravilniji utjecaj tlaka na tvorbu čađe. To je naročito važno za primjenu na motoru s unutarnjim izgaranjem jer se ovdje tlak znatno mijenja u svakom radnom ciklusu.

Kao sljedeća faza u razvoju modela uslijedili su proračuni na vozilskom motoru za kakve je većina postojećih modela razvijena. Izvedena je analiza utjecaja mreže pri čemu su razvijene 4 mreže od kojih 2 obuhvaćaju 360° a 2 obuhvaćaju samo sektor od 51.4° odnosno jedan od ukupno 7 mlazova. Od ovih mreža po jedna je finije rezolucije a druga grublje. Mreža koja obuhvaća samo jedan mlaz zanemaruje ekscentričnost udubine u klipu te ekscentrični položaj rasprskača. Unatoč tome, pokazalo se je da je spomenuti utjecaj ekcentričnosti zanemariv, a da veći utjecaj ima rezolucija mreže. Nakon analize kemijske sheme, 15.inp se je potvrdila kao najbolji izbor. Pomoću ove sheme uspješno je simuliran tlak u cilindru a što se tiče dušikovog monoksida pomoću ove sheme je postignut rezultat koji je najbliži eksperimentalno izmjerenom. Krivulje tvorbe čađe imaju karakterističan oblik međutim model čađe se je pokazao naročito osjetljiv na korištenu kemijsku shemu. Rezultati simulacije čađe se kreću od $2 \cdot 10^{-7}$ do 11 g/m_n^3 na kraju procesa. Iz toga slijedi zaključak da model nije svrsihodan za proračun apsolutne vrijednosti koncentracije čađe, već samo za analizu trendova uz korištenje istog sustava kemijskih jednadžbi. To se je potvrdilo prilikom simulacije različitih radnih točaka. Simulirane su 4 radne točke pri različitim brzinama vrtnje i različitim srednjim efektivnim tlakovima. Pritom je postignuto umjereno kvalitetno slaganje proračunski dobivenog tlaka u cilindru s eksperimentalno dobivenim. Razlog tome se pripisuje neprecizno izmjerenim rubnim uvjetima tijeka tlaka ubrizgavanja i razlikama u svojstvima korištenog goriva. Iako se tlakovi ne poklapaju potpuno s eksperimentalnim, postignuti su dobri trendovi utjecaja režima rada na emisiju dušikovih oksida i čađe. Iako apsolutne vrijednosti emisija nisu jednake, štoviše kod čađe su vrlo različite, vrlo se dobro poklapaju trendovi emisija dušikovog monoksida i čađe uslijed promjene režima rada. Uslijedila je analiza utjecaja ubrizgane mase goriva te promjene brzine vrtnje koje su očekivanim rezultatima potvrdile kvalitetu modela. Analiza utjecaja kuta mlaza u odnosu na horizontalu pokazala je osjetljivost modela na geometrijske parametre motora. Kao posljednja analiza na vozilskom motoru provedena je varijacija strategija ubrizgavanja pri čemu je testirano nekoliko različitih obrazaca s 1 ili 2 faze ubrizgavanja u različitom trajanju. Model je pokazao dobru osjetljivost na ovakvu varijaciju parametara. Iz rezultata se može zaključiti da se može smanjiti emisije ali je za to potrebno donekle smanjiti stupanj djelovanja.

Pokazalo se je da su korišteni modeli u stanju vrlo dobro simulirati procese dizelskog motora, kako u pojednostavljenim uvjetima komore konstantnog volumena, tako i u uobičajenom motoru za kakav su ovakvi modeli razvijeni. Za veću točnost bilo bi potrebno preciznije mjerenje karakteristika goriva i parametara ubrizgavanja. Najveće manjkavosti je pokazao model čađe, ali radi se o vrlo kompleksnom problemu za koji se još nije pronašlo potpuno rješenje. Ipak i ovakvi modeli omogućuju primjenu na velikom brodskom motoru u svrhu analize emisija.

5. Primjena modela na sporohodnom brodskom dvotaktnom motoru

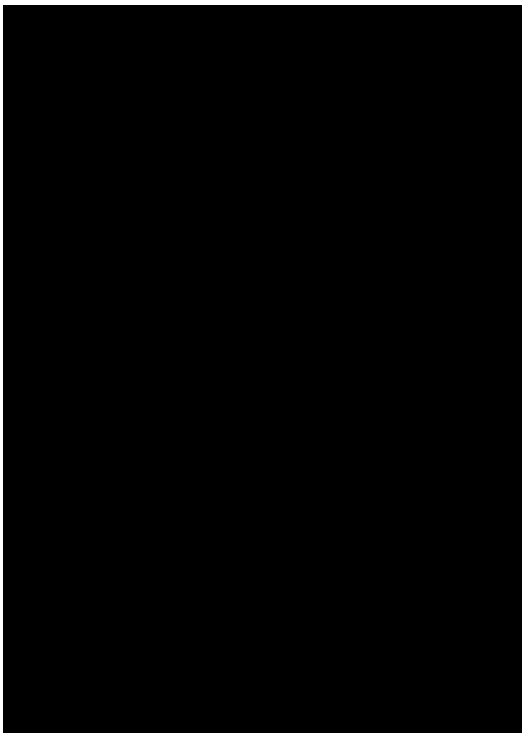
Nakon preliminarnih analiza, razvoja modela i validacije provedenih na komori konstantnog volumena i vozilskom motoru, prelazi se na razvoj i primjenu modela za veliki brodski motor s njegovim specifičnostima.

5.1 Opis motora

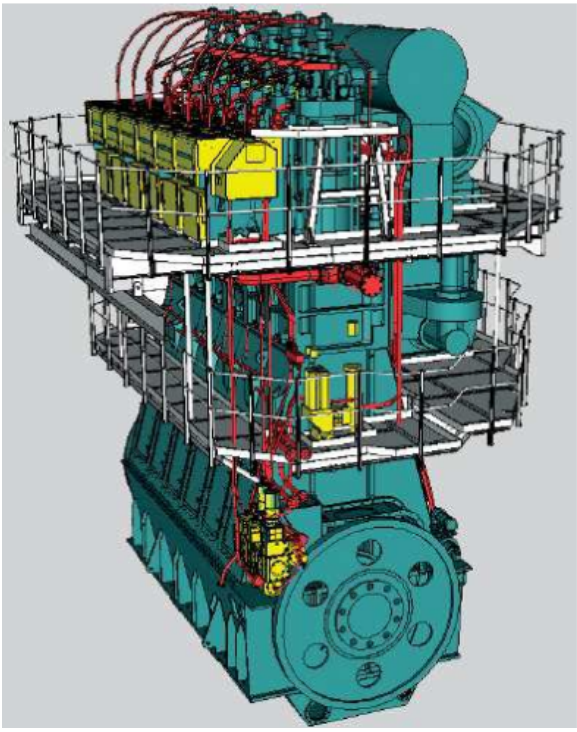
Za razvoj modela brodskog motora i provođenje analiza korištena su 2 motora zbog različite dostupnosti tehničkih karakteristika, parametara rada te eksperimentalnih mjerenja. Oba motora su dvotaktni dizelski motori s direktnim ubrizgavanjem, 2 rasprskača goriva, usisnim rasporima te centralno smještenim ispušnim ventilom. Motor MAN 6S50MC korišten je prilikom analize utjecaja proračunske mreže. Osnovne karakteristike ovog motora date su u tablici 5.1. Na slici 5.1 prikazan je poprečni presjek motora. Za veći dio analiza korišten je motor Wärtsilä RT-flex50 za kojeg je bilo poznato više detalja za potpuniju definiciju rubnih i početnih uvjeta simulacija. Ovo je motor sličnih karakteristika kao i spomenuti MAN. Proizvodi se u izvedbama od 5 do 8 cilindara. Osnovna razlika u odnosu na ranije spomenuti motor je da ovaj posjeduje hidrauličko upravljanje ispušnim ventilom te "common rail" sustav ubrizgavanja koji mu omogućuju veliku fleksibilnost u radu. Osnovne karakteristike date su u tablici 5.2. Virtualni model motora prikazan je na slici 5.2.

Tablica 5.1: Osnovne tehničke karakteristike motora MAN 6S50MC

Proizvođač	MAN
Tip	6S50MC
Promjer	500 mm
Hod	1 910 mm
Broj cilindara	6
Maksimalna snaga	8 580 kW
Maksimalna brzina vrtnje	127 min^{-1}
Srednji efektivni tlak	18 bar
Maksimalni tlak u cilindru	143 bar
Specifična potrošnja goriva	171.2 g/kWh
Omjer kompresije	17.2



Slika 5.1: Poprečni presjek motora MAN 6S50MC



Slika 5.2: Model motora Wärtsilä RT-flex50

Tablica 5.2: Osnovne tehničke karakteristike motora Wärtsilä RT-flex50

Proizvođač	Wärtsilä
Tip	RT-flex50 (Ver B)
Promjer	500 mm
Hod	2 050 mm
Broj cilindara	5
Maksimalna snaga	8 300 kW
Maksimalna brzina vrtnje	124 min^{-1}
Srednji efektivni tlak	20 bar
Maksimalni tlak u cilindru	160 bar
Specifična potrošnja goriva	171 g/kWh
Omjer kompresije	17.77

5.2 Odabir mreže za zatvoreni dio procesa

Konfiguracija cilindra sporohodnog, dvotaktnog dizelskog brodskog motora razlikuje se od brzohodnog vozilskog motora s direktnim ubrizgavanjem. Ubrizgači su smješteni dijagonalno u kutu jer središnji položaj zauzima ispušni ventil. Za ubrizgavanje goriva obično se koriste 2 ili 3 rasprskača. Manje je izražena komora u čelu klipa. Omjer hoda i promjera je znatno veći. Konačno i sve njegove dimenzije su znatno veće. Zbog ovih razloga i mreža korištena za CFD proračune se bitno razlikuje od one korištene za vozilske motore. Analizirana je serija od 12 različitih mreža koje su prikazane na slici 5.3. U prvom stupcu prikazane su mreže redom od br. 1 do br. 6, u drugom stupcu br. 7 do br. 12. Karakteristike analiziranih mreža prikazane su u tablici 5.3. U nastavku je proanaliziran utjecaj nekih značajki proračunskih mreža.

5.2.1 Obuhvaćeni kut sektora cilindra (180°/360°)

Početna ideja je bila da se simulacije vrše na mreži koja obuhvaća sektor od 180°, odnosno polovicu cilindra koja obuhvaća jedan od dva rasprskača. Ovime bi se pribjeglo radi skraćivanja vremena proračuna uslijed manje ćelija. Pritom bi se morali koristiti ciklički rubni uvjeti radi zadržavanja istih uvjeta kao kod cijele mreže koja obuhvaća 360°. Radi raspoznavanja cikličkih rubnih uvjeta (1 ulazna i 1 izlazna ploha) bilo je potrebno postaviti mrežu sa središnjim kutom različitim od 180° kako bi program raspoznao da se radi o dvije plohe. Korišten je kut od npr. 179°. Ovakva je tehnika primjenjena na mrežama br. 1 do br. 9 te br. 12. Međutim pojavili su se problemi kod raspoznavanja i povezivanja ćelija cikličkih rubnih uvjeta prilikom dodavanja i oduzimanja slojeva mreže te je ovakva mreža bila funkcionalna samo na primjerima br. 1, br. 3, br. 5, br. 6 i br. 9. Zbog nesigurnosti proračuna ovakva je praksa napuštena te su dalje korištene mreže koje obuhvaćaju 360°.

Uočeno je kako znatno manji središnji kut ne predstavlja problem, pa bi primjerice kod simulacije motora s 3 rasprskača bilo jednostavnije koristiti mrežu koja obuhvaća sektor od 120 °.

5.2.2 Konfiguracija (topologija, struktura) mreže

Drugi parametar kod kojeg je bilo nekoliko opcija je topologija mreže. Naime kod uobičajenih brzohodnih dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem kod kojih je rasprskač smješten u sredini te su mlazovi usmjereni prema obodu (prema van), za CFD proračune koristi se strukturirana mreža kod koje su ćelije orijentirane kao mlaz, od sredine prema obodu. Ovakva je mreža primjerice br. 1. Međutim kod velikih, sporohodnih dvotaktnih brodskih motora je rasprskač smješten u kutu zato što je u sredini smješten ispušni ventil. Kod ovakve konfiguracije uobičajena mreža nema smisla jer su oko mjesta ubrizgavanja goriva vrlo velike ćelije, a naročito su male na mjestu gdje to nije potrebno. U tom je slučaju prikladnija nestrukturirana mreža koja ispunjava čitav prostor ćelijama jednoličnih dimenzija i bez određenog usmjerenja. Ovakvu strukturu imaju mreže br. 2, br. 4, br. 6, br. 8 i br. 11.

Po analogiji s mrežama za brzohodne motore koje su usmjerene kao i mlaz, razvijena je treća vrsta mreže koja ima ćelije koje su usmjerene te se šire iz kuta gdje se nalazi rasprskač. Preostali dio prostora gdje je manji utjecaj mlaza ispunjen je nestrukturiranom mrežom. Ovom tehnikom izvedene su mreže br. 3, br. 5, br. 7, br. 9, br. 10 i br. 12.

5.2.3 Dimenzije ćelija

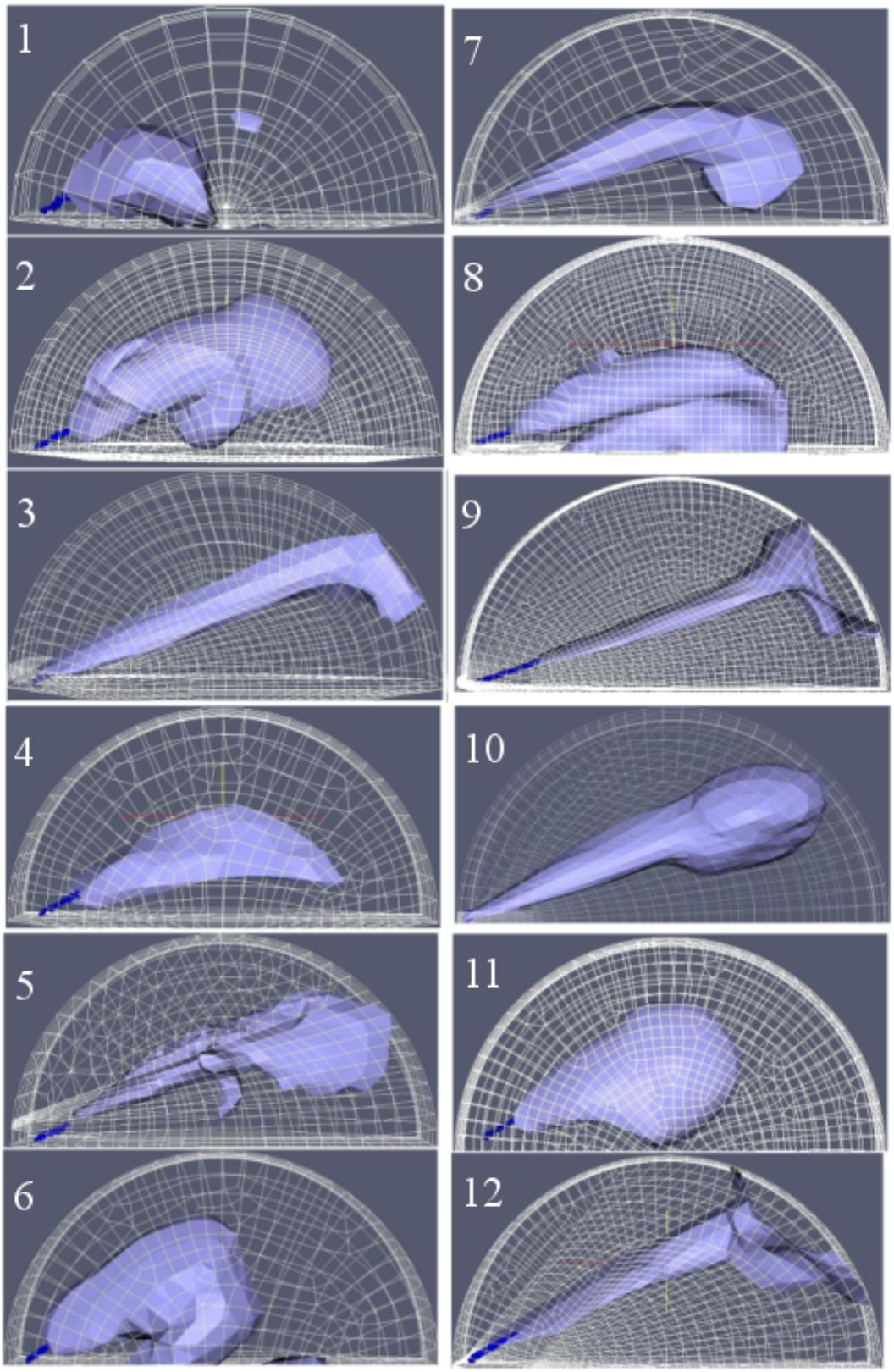
U poglavlju o Sandia komori 4.1.2 zaključeno je kako su dimenzije ćelija od oko 1 mm optimalne za vjerni proračun mlaza. Kada bi se takve dimenzije ćelija primijenile na domenu dimenzija kao što je cilindar brodskog motora, došlo bi se do mreža sastavljenih od više milijuna ćelija što bi dovelo do izrazito dugog trajanja proračuna. Kako je cilj ovog rada razviti praktičan i upotrebljiv model pribjegava se različitim kompromisima. Stoga se primjenjuje isključivanje slojeva prilikom kompresije i veća gustoća ćelija u području mlaza, a manja u području gdje se ne očekuju veliki gradijenti. Unatoč tome, dimenzije ćelija su višestruko veće od idealnog. Tu je činjenicu potrebno uzeti u obzir kod interpretacije rezultata. Testirane mreže se sastoje brojem ćelija od 5400 do 110660 u položaju DMT te od 840 do 21900 u položaju GMT te iz toga proizlazi trajanje proračuna od 7h 42min do 28h 43min za proces od 5°KV prije GMT do 100° KV nakon GMT. Proračuni su izvedeni pomoću procesora radnog takta od 2.33 GHz.

Detalji o razvijenim mrežama izneseni su u tablici 5.3. Prikazan je broj ćelija u DMT te u GMT. U rubrici Trajanje proračuna za simulacije koje se prekidaju naveden je kut KV do kojeg je proračun stigao prije prekida.

Tablica 5.3: Karakteristike testiranih mreža motora MAN S 650 MC

br.	Ćelija u DMT	Ćelija u GMT	Trajanje proračuna	Opis
1	5400	840	7h 42min	180°, strukturirana, radialno usmjerene ćelije
2	28326	5412	21°KV	180°, nestrukturirana
3	20820	4511	16h 03min	180°, strukturirana, ćelije usmjerene kao mlaz
4	9372	1562	17 °KV	180°, nestrukturirana
5	20351	4566	18h 20min	180°, strukturirana, ćelije usmjerene kao mlaz
6	9656	1704	10h 22min	180°, nestrukturirana
7	12415	1719	19 °KV	180°, strukturirana, ćelije usmjerene kao mlaz
8	110660	17102	19 °KV	180°, nestrukturirana
9	55146	21900	28h 43min	180°, strukturirana, ćelije usmjerene kao mlaz
10	71020	10600	22h 59min	360°, strukturirana, ćelije usmjerene kao mlaz
11	55146	10302	20h 20min	360°, nestrukturirana
12	43656	7704	19 °KV	180°, strukturirana, ćelije usmjerene kao mlaz

Analiziran je utjecaj mreže na oblik oblaka pare goriva u trenutku 10° KV, slika 5.3, na tlak u cilindru, slika 5.4, na temperaturu u cilindru, slika 5.5, na tvorbu dušikovih oksida, slika 5.6 te na tvorbu čađe, slika 5.7. Rezultati su ponekad proturječni, odnosno nekad je porast tlaka vrlo blizak eksperimentalno izmjerenom ali oblik oblaka pare goriva je nerealan ili obrnuto. Na slici 5.3, od vrha u prvom stupcu prikazane su mreže br. 1 do br. 6, a u drugom od br. 7 do br. 12. Mreža br. 1 rezultira premalim prodorom mlaza. Područje obuhvaćeno parom goriva dobro izgleda za mrežu br. 2, ali se proračun prekida nakon 21°KV uslijed pogreške kod

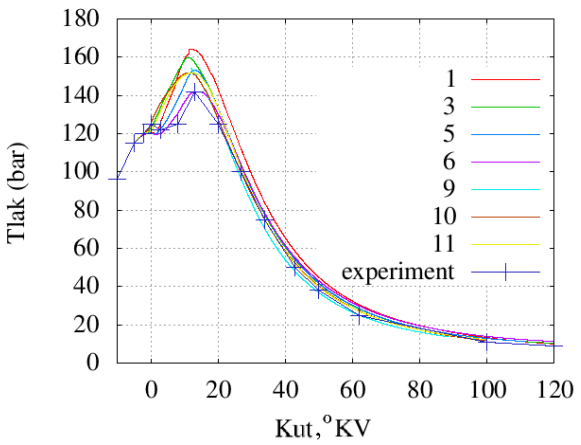


Slika 5.3: Usporedba prostiranja pare goriva kod 10°KV za različite konfiguracije mreže

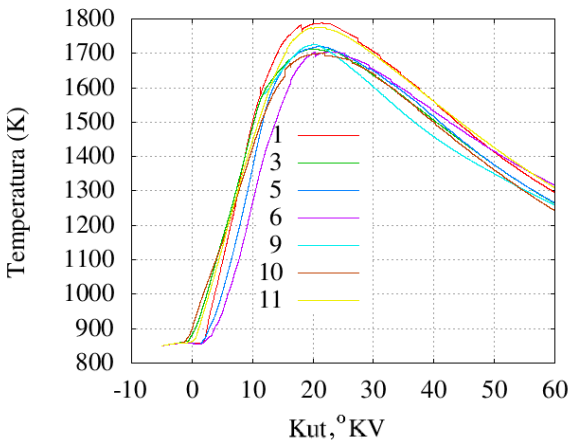
povezivanja cikličkih rubnih uvjeta. Mlaz za mrežu br. 3 vrlo brzo prodire te se premalo širi. Mlaz za mrežu br. 4 je premalo raširen te se proračun prekida. Mlaz za mrežu br. 6 ima premali prodor. Za mrežu br. 7 mlaz dobro izgleda ali se proračun prekida. Mlaz za mrežu br. 8 je nepravilnog oblika te se proračun prekida. Mreža br. 9 ima najsitnije ćelije koje su usmjerene kao i mlaz. Osim što se proračun sporo odvija, mlaz prebrzo prodire i jako se malo uspijeva raširiti. Mlaz za mrežu br. 10 sporije prodire, više se širi te realno izgleda. Mreža br. 11 rezultira nešto manjim prodorom i većim širenjem, ali također dobro izgleda. Proračun br. 12 se prekida nakon 19°KV.

Na slici 5.4 prikazan je srednji tlak u cilindru za sve simulacije koje su došle do kraja i nisu se prekinule uslijed proračunske pogreške. Može se zaključiti da svi slučajevi (sve mreže) rezultiraju precjenjivanjem maksimalnog tlaka. Razlog ovome može se pronaći u činjenici da je kod simulacija korišteno IDEA gorivo koje ipak brže isparava i zapaljuje se od goriva korištenog pri eksperimentalnom mjerenju tlaka u brodogradilištu. Pri eksperimentalnom mjerenju korišteno je gorivo D-2 čija su osnovna svojstva navedena u **Dodatku 4**. Proračunski dobiveni maksimalni tlakovi kreću se od 142 do 165 bar, što predstavlja raspon od oko 15%. Iz toga se može zaključiti kako mreža ima značajan utjecaj na rezultate proračuna. Mreža br. 1 rezultira najvišim tlakom, a mreža br. 6 najmanjim. Ujedno je tlak za mrežu br. 6 i najbliži eksperimentalno dobivenom tlaku, međutim pogled na sliku 5.3 svjedoči o premalom prodoru mlaza za ovakvu konfiguraciju. U sredinu raspona tlakova smjestili su se oni dobiveni pomoću mreža br. 10 i br. 11, koji daju i dobre oblike oblaka pare goriva. Na slici 5.5 prikazana je usporedba srednje temperature u cilindru za različite mreže. Najviše temperature se postižu za mreže br. 1 i br. 11 a najniže za mreže br. 6 i br. 10. Temperatura ima vrlo jak utjecaj na tvorbu NO i čađe. Na slici 5.6 prikazana je usporedba masenog udjela NO za različite mreže. Udjeli se kreću od 0.0012 do 0.0018. Na slici 5.7 prikazan je utjecaj mreže na tvorbu čađe. Čađa na kraju procesa se kreće u rasponu od 12 do 32 g/m$_n^3$, što uvelike premašuje izmjerene vrijednosti.

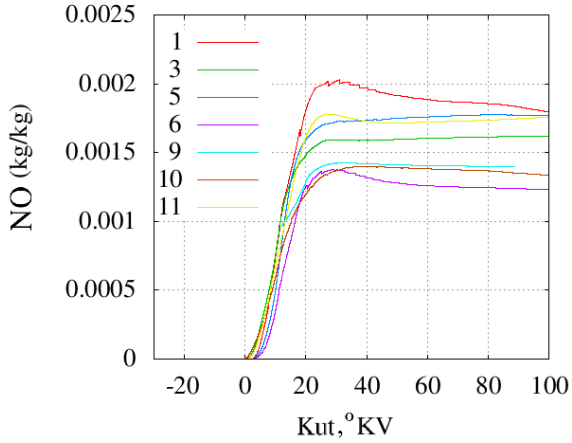
Nakon razmatranja svih pokazatelja može se zaključiti kako mreža br. 11 predstavlja najbolji kompromis između vjernosti tlaka, temperature i emisija, realnog oblika područja obuhvaćenog mlazom, trajanja proračuna i kompleksnosti izrade mreže.



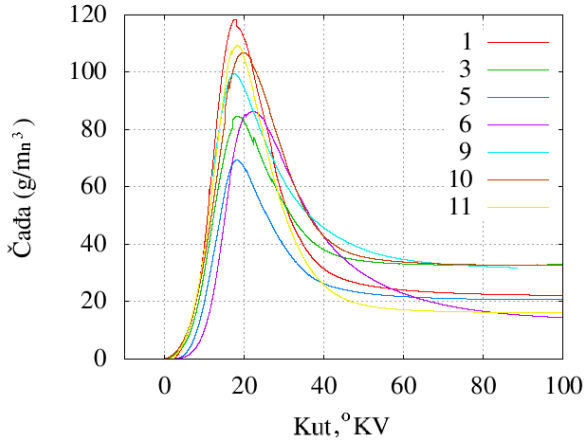
Slika 5.4: Usporedba tlaka u cilindru za različite mreže i rezultata mjerenja



Slika 5.5: Usporedba temperature u cilindru za različite mreže



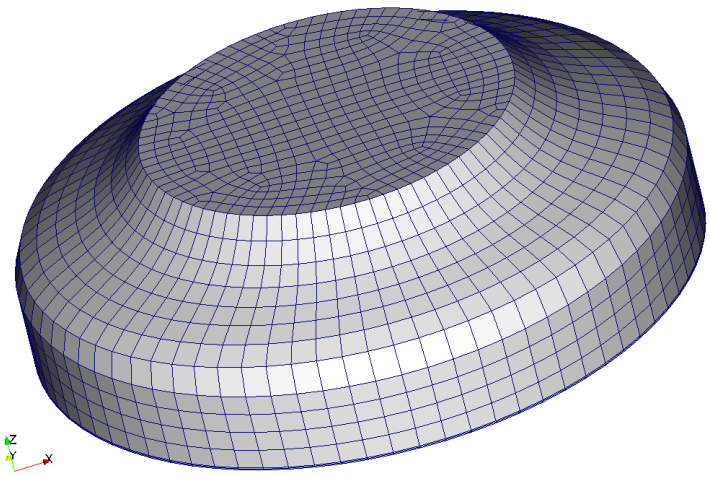
Slika 5.6: Usporedba masenog udjela dušikovog monoksida u cilindru za različite mreže



Slika 5.7: Usporedba udjela čađe u cilindru za različite proračunske mreže

5.3 Prilagođavanje modela mlaza za simulaciju velikog brodskog motora

U prethodnim poglavljima korišten je blob-injektor model ubrizgavanja goriva prema kojem se ubrizgavaju kapljice reda veličine promjera sapnice. Međutim namijenjen je za korištenje sa sapnicama znatno manjeg promjera nego što je to slučaj kod velikog brodskog motora i na manjoj domeni. Iz tog je razloga analiziran utjecaj dimenzija ubrizganih kapi goriva te parametra modela B1 koji utječe na raspad kapljica. Analiza je provedena na simulaciji motora Wärtsilä RT-flex50 pri opterećenju 100 %. Korištena je nestrukturirana mreža s 45000 ćelija, slika 5.8.



Slika 5.8: Proračunska mreža motora Wärtsilä RT-flex50

5.3.1 Početni promjer kapljica

Na slici 5.9 prikazane su kapljice goriva te raspored pare goriva u trenutku 10° KV. Raspored pare je prikazan isolinijama konstantnog masenog udjela i to vrijednosti od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg. Prikazana je samo jedna polovica domene koja obuhvaća jedan mlaz. Ranije kod komore konstantnog volumena korišten je početni promjer kapljice od 0.1 mm. Ovakve kapljice se na domeni ovih dimenzija jedva vide jer odmah ispare. Slijedi da je oblak pare goriva izdužen jer počinje odmah kod sapnice te se u promatranom trenutku prostire gotovo do suprotne stjenke. Primijećena je i pojava da se razvija premalo u širinu, s obzirom da su rupice orijentirane u obliku lepeze na način da mlazovi obuhvate što veći dio prostora cilindra. Kao da mlaz inducira strujanje plinovite faze koje onda nosi paru goriva i najsitnije kapi sve u istom smjeru. Slična je pojava primijećena i kod [60]. Kod slučaja s početnim promjerom kapljica od 0.4 mm, kapi ipak kasnije ispare te se vidi nekoliko različito usmjerenih mlazova i kapljice koje se postepeno smanjuju. Oblak pare se prostire nešto manje u dužinu a nešto više u širinu, jer veće kapi ipak svojom većom inercijom uspijevaju prenijeti masu goriva u željenom smjeru. Što se tiče koncentracije pare goriva, vidi se da je područje masenog udjela od 0.09 kg goriva po kg smjese (unutarnja isolinija) manje kod slučaja s većim kapljicama. Slučaj s početnim kapljicama promjera 0.8 mm se znatno razlikuje. Kapi su znatno veće te prodiru gotovo do suprotne stjenke. Može se vidjeti nekoliko najvećih kapi na vrhu mlaza koje su ubrizgane na početku ubrizgavanja. Također se vide kod sapnica velike kapi koje tek ulaze u cilindar, nakon čega se naglo smanjuju. Zbog veličine kapi sporije isparavaju te prodiru duboko u domenu. Također se primjećuje pojava da se kapi nakon početnog smjera u obliku lepeze, usmjeravaju sve u istom smjeru. Ovaj fenomen se ne bi primijetio na maloj domeni te je vjerojatno rezultat utjecaja grube mreže. Uslijed velikih kapi isparivanje kasnije započinje te je oblak pare goriva odmaknut prema stijenci suprotnoj od sapnice. Oblak je znatno manje izdužen, a postižu se nešto manje koncentracije goriva nego kod slučajeva s manjim kapljicama. To je vidljivo jer nedostaje isolinija masenog udjela 0.09 kg/kg.

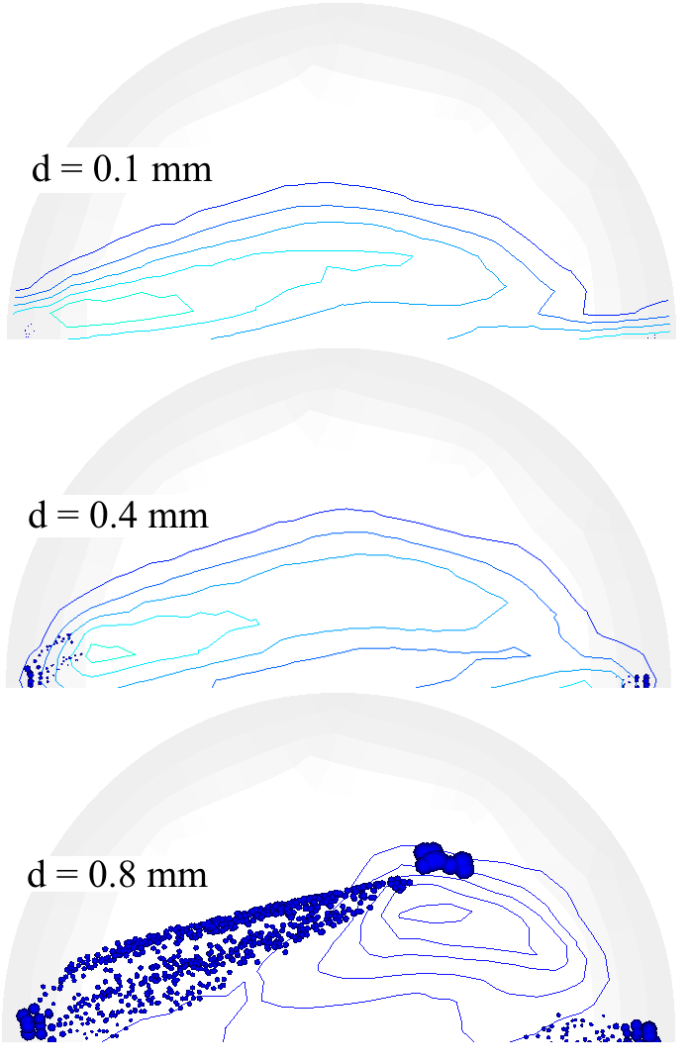
Na slici 5.10 prikazan je tijek masenog udjela pare goriva u cilindru. Vrijednost najprije raste kako gorivo isparava, a zatim pada uslijed izgaranja. Za početne kapljice promjera 0.1 i 0.4 mm krivulja ima sličan tijek, s time da za 0.1 mm nešto brže raste i dostiže višu razinu, jer manje kapljice brže isparavaju. Krivulja za početne kapljice promjera 0.8 mm kasnije počne rasti jer je potrebno određeno vrijeme da se kapljice progriju prije nego počnu isparavati. Nakon toga naglo raste. Krivulja se prekida jer se proračun prekida. Pretpostavlja se da kada velike kapi ubrizgane na početku ubrizgavanja, slika 5.9, dospiju na stjenku cilindra uzrokuju pogrešku u programu.

Na slici 5.11 prikazana je brzina oslobađanja topline. Krivulje za kapi promjera 0.1 i 0.4 mm su vrlo slične: rani nagli porast brzine (špic) uzrokovan eksplozivnim izgaranjem pripremljene homogene smjese, čemu slijedi postepeni porast i pad krivulje (grba) brzine oslobađanja topline. Za kapi početnog promjera 0.8 mm porast brzine je umjereniji. Nagli porast brzine do određene razine uslijedi tek nakon 10° KV, nakon čega se proračun ubrzo prekida.

Slika 5.12 prikazuje porast tlaka u cilindru. Sve krivulje koje su rezultat simulacije precjenjuju porast tlaka, između ostalog jer je kod simulacija korišteno gorivo IDEA dok je indiciranje tlaka izvedeno na motoru pogonjenom gorivom koje sporije isparava. Maksimalni

izmjereni tlak je 160 bar dok simulacije postižu 181 bar. Također, može se primjetiti znatno manje zakašnjenje paljenja kod simulacija nego kod ekperimenta. Krivulja za promjer kapi od 0.8 mm pokazuje nešto drukčiji i nepravilniji tijek. Zakašnjenje paljenja je malo veće i manji je porast tlaka.

Na slici 5.13 prikazan je porast temperature koji je najveći za slučaj s najmanjim kapljicama te je neznatno manji za kapljice promjera 0.4 mm. Za početne kapljice promjera 0.8 mm temperatura kasnije počne rasti.

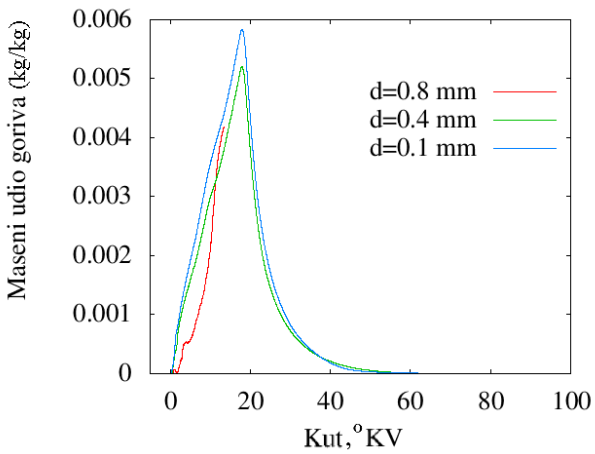


Slika 5.9: Prikaz utjecaja početnog promjera kapljica na raspored masenog udjela goriva. Prikazane su kapljice mlaza te isolinije masenog udjela goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg za trenutak 10° KV

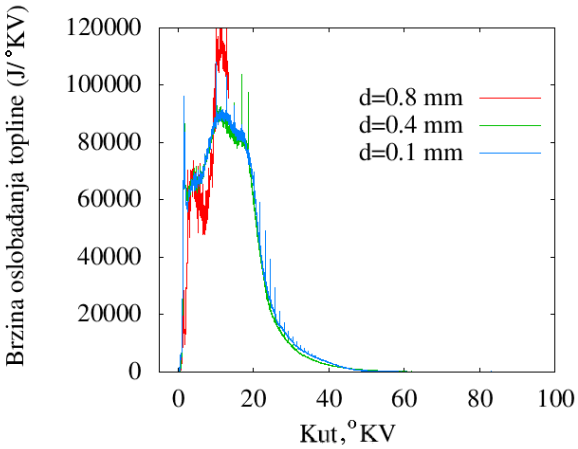
Razlike u temperaturi u cilindru odražavaju se na tvorbu dušikovih oksida. Na slici 5.14 vidi se da se za slučaj s najmanjim kapima postiže najviša koncentracija dušikovog monoksida dok je za srednje kapi ona osjetno niža.

Na slici 5.15 prikazan je tijek volumnog udjela čađe. Koncentracija čađe najprije raste, postiže maksimum pa onda uslijed oksidacije pada. Krivulja za početne kapi promjera 0.1 mm postiže najvišu koncentraciju, ali uslijed više temperature u ovom slučaju čađa i brže oksidira tako da je u konačnici njena koncentracija manja nego za slučaj s početnim kapljicama promjera 0.4 mm.

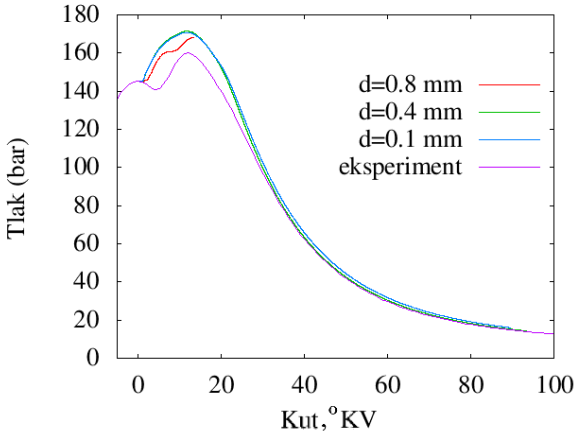
Iako se prema modelu ubrizgavaju kapi reda veličine promjera sapnice, čemu je najbliži slučaj s kapima promjera 0.8 mm, iz ove analize slijedi da je za veliki brodski motor najbolje rezultate daje nešto manja dimenzija, reda veličine polovice promjera sapnice.



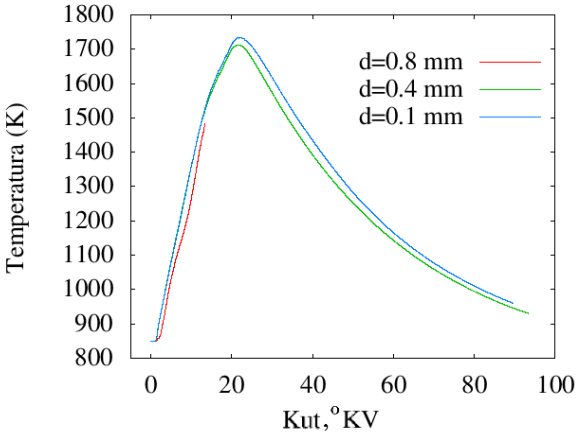
Slika 5.10: Utjecaj početne veličine ubrizganih kapi na maseni udio goriva u cilindru



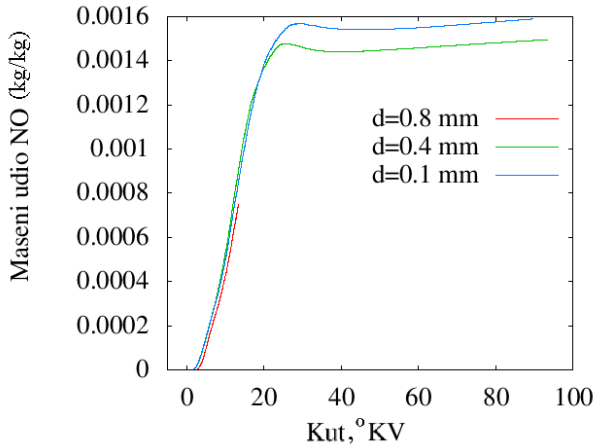
Slika 5.11: Utjecaj početne veličine ubrizganih kapi na brzinu oslobađanja topline



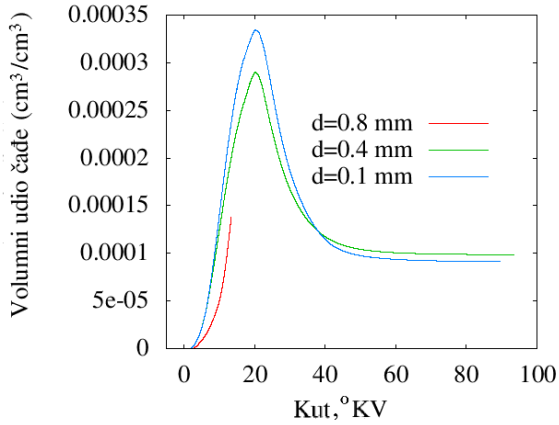
Slika 5.12: Utjecaj početne veličine ubrizganih kapi na tlak u cilindru



Slika 5.13: Utjecaj početne veličine ubrizganih kapi na temperaturu u cilindru



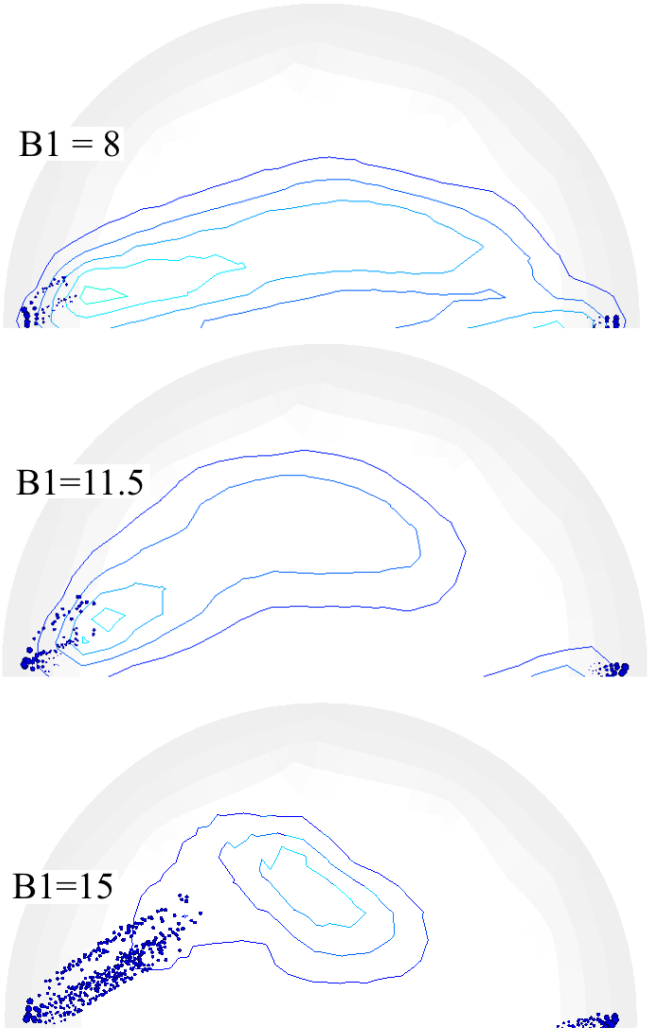
Slika 5.14: Utjecaj početne veličine ubrizganih kapi na maseni udio dušika u cilindru



Slika 5.15: Utjecaj početne veličine ubrizganih kapi na volumni udio čađe u cilindru

5.3.2 Parametar modela mlaza B1

Osim početnim promjerom kapljica, na mlaz se može utjecati i drugim koeficijentima mlaza (vidi poglavlje 4.1). U ovom slučaju učinjena je analiza utjecaja koeficijenta modela B1 koji direktno utječe na vrijeme raspada pa tako i na veličinu kapljica. Na slici 5.16 prikazane su kapljice goriva te raspored pare goriva u trenutku 10° KV. Raspored pare je prikazan isolinijama konstantnog masenog udjela i to vrijednosti od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg. Primjer na vrhu ima nepromijenjenu vrijednost B1=8, koja je kod analize u komori konstantnog volumena odabrana kao optimalna. Primjer u sredini ima vrijednost B1=11.5 a primjer na dnu B1=15. Može se uočiti kako veća vrijednost koeficijenta B1 rezultira većim kapljicama i dubljim prodorom kapljica u volumen cilindra. Što se tiče rasporeda pare goriva, za veću vrijednost B1 oblak goriva je manje izdužen za veće vrijednosti B1. Dok je maksimalni lokalni maseni udio goriva 0.9 kod simulacije za B1=8, on je 0.7 za B1=11.5 te tek 0.5 za B1=15 što se vidi iz broja vidljivih isolinija. Kod B1=15 oblak pare goriva je odmaknut od sapnice jer isparivanje kasni za razliku od ostalih slučajeva. Osim koeficijenta B1 na drugom i trećem primjeru korigirani su promjeri te ubrizgane mase za pojedine rupice rasprskača kako bi se dobila pravilnija raspodjela mlaza po čitavom volumenu cilindra. Kod najgornjeg primjera se para goriva širi prema središtu i mlazovi iz oba rasprskača se gotovo stapaju u jedan oblak. Na taj se način ostavlja okolni zrak neizmješan s gorivom. Kod srednjeg i najdonjeg primjera se razvijaju 2 zasebna oblaka pare goriva, za svaki rasprskač goriva po jedan, te se gorivo efikasnije izmiješa sa zrakom. Smatra se da je ova korekcija doprinijela vjernosti modela jer je rasprskač optimiran za što potpunije obuhvaćanje volumena mlazovima.



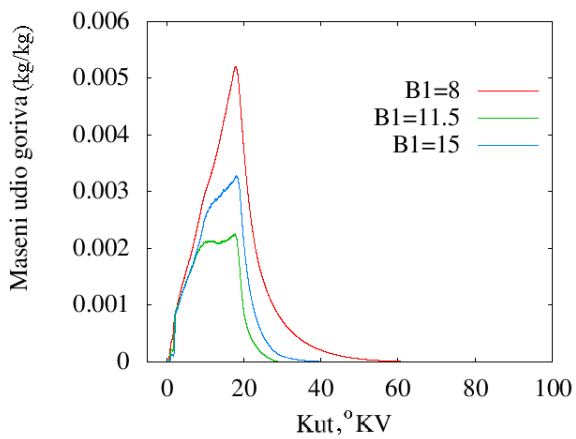
Slika 5.16: Prikaz utjecaja koeficijenta KHRT modela mlaza B1 na raspored masenog udjela goriva. Prikazane su kapljice mlaza te isolinije masenog udjela goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg za trenutak 10° KV

Na slici 5.17 prikazan je maseni udio goriva u cilindru koji za sve slučajeve B1 prvo raste uslijed isparivanja zatim se smanjuje uslijed izgaranja. Najbrže raste te postiže najvišu razinu za najmanje kapljice odnosno za B1=8, a najsporije raste i najbrže se potroši za B1=15.

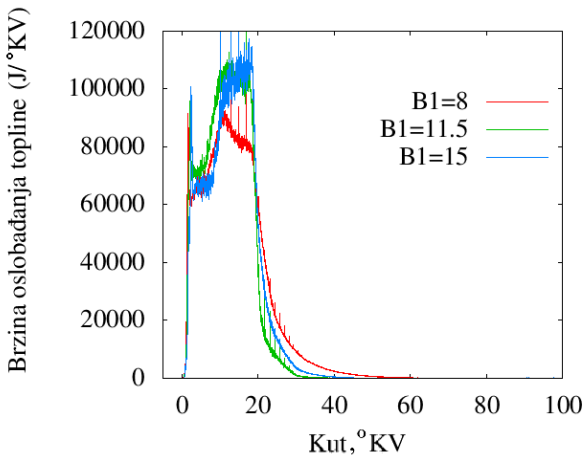
Na slici 5.18 prikazana je brzina oslobađanja topline. Sve krivulje imaju karakterističan oblik s početnim naglim izgaranjem homogene smjese te kasnijim difuzijskim izgaranjem. Može se primijetiti da za B1=11.5 i B1=15 u fazi difuzijskog izgaranja imamo intenzivnije oslobađanje topline nego za slučaj B1=8. Ovo se pripisuje činjenici da su za ova dva slučaja mlazovi orijentirani na način da se bolje obuhvati čitav volumen cilindra, pa je i miješanje sa zrakom efikasnije. Kod ovih slučajeva izgaranje i prije završava jer se dobro izmješano gorivo sa zrakom prije stigne potrošiti.

Na slici 5.19 prikazana je usporedba simulacija s eksperimentalno dobivenim indiciranim tlakom. Simulirani tlak je veći a zakašnjenje paljenja manje nego kod eksperimentalnog zato što je korišteno lakše gorivo. Najviši se tlak postiže za B1=11.5 što ima dva uzroka. Tlak je viši nego kod slučaja za B1=15 zato što mlaz rezultira manjim kapljicama koje brže ispare i oslobađaju toplinu. Tlak je viši nego kod slučaja za B1=8 iako ovaj ima manje kapljice zbog boljeg miješanja sa zrakom uslijed mlaza koji je bolje usmjeren te bolje obuhvaća volumen cilindra.

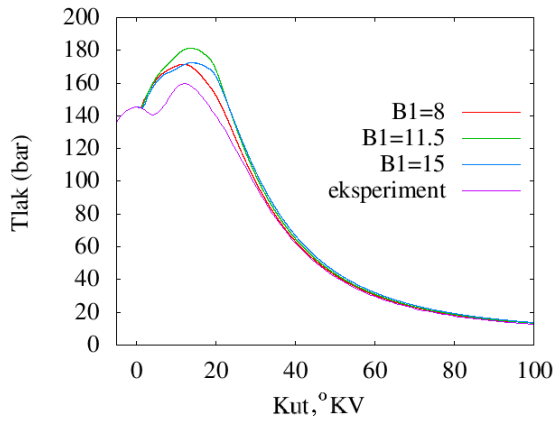
Na slici 5.20 prikazane su temperature u cilindru. Najviša postignuta temperatura je za slučaj B1=11.5 zbog dobrog miješanja sa zrakom uz manje kapljice. Na slici 5.21 prikazana je tvorba dušikovih oksida. Viša temperatura za slučajeve B1=11.5 i B1=15 se odražava na osjetno višu razinu dušikovih oksida na kraju procesa. Tijek volumnog udjela čađe u cilindru prikazan je na slici 5.22. Slučaj B1=8 rezultira najbržom tvorbom i najvišom razinom u konačnici. Razlog je slabije miješanje sa zrakom uslijed orijentacije mlaza. Slučaj za B1=15 rezultira najnižom razinom čađe na kraju unatoč većem maksimalnom udjelu od slučaja B1=11.5.



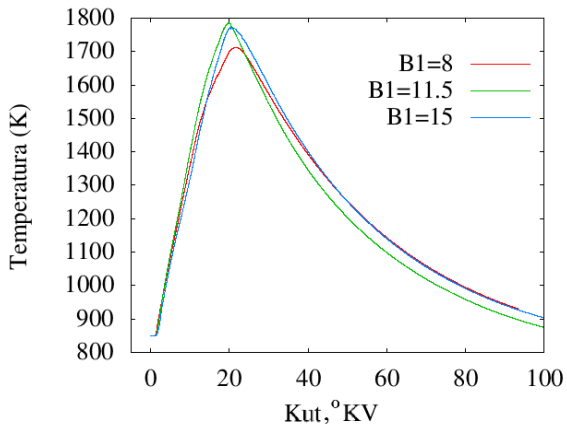
Slika 5.17: Utjecaj koeficijenta B1 na maseni udio goriva u cilindru



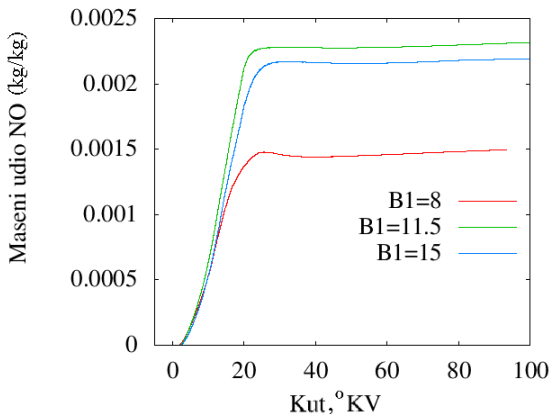
Slika 5.18: Utjecaj koeficijenta B1 na brzinu oslobađanja topline



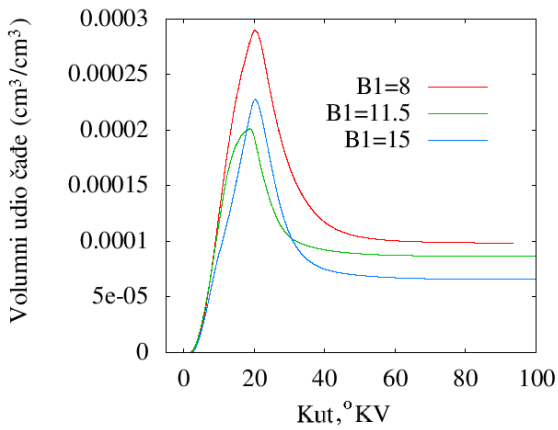
Slika 5.19: Utjecaj koeficijenta B1 na tlak u cilindru



Slika 5.20: Utjecaj koeficijenta B1 na temperaturu u cilindru



Slika 5.21: Utjecaj koeficijenta B1 na maseni udio dušikovih oksida u cilindru



Slika 5.22: Utjecaj koeficijenta B1 na volumni udio čađe u cilindru

5.4 Utjecaj korištenog goriva

Gorivo ima snažan utjecaj na performanse motora i na emisiju štetnih tvari. Kako je jedna od glavnih specifičnosti velikih brodskih motora ta da koriste teško gorivo (HFO), razvijen je model ovakvog goriva (vidi detalje u poglavlju 3.5). Izvršena je serija simulacija kako bi se analizirao utjecaj goriva na rad velikog brodskog motora. Simuliran je proces za 3 različita goriva: IDEA, $C_{16}H_{34}$ te HFO. Korišteni su nazivi isti kao u OpenFOAM bazi goriva: IDEA, C16H34 za $C_{16}H_{34}$ te HFO. Sve postavke su bile nepromijenjene osim što je kod simulacije HFO korigirana početna veličina kapljica s 0.4 mm na 0.28 mm te koeficijent modela mlaza B1 s 11.5 na 9 kako bi se pospješilo isparivanje koje je u protivnom bilo nerealno sporo.

Pojavljuje se pitanje načina prezentacije rezultata. Naime, CFD tehnike omogućuju uvid u brojne veličine. Računa se polje (za svaku ćeliju po jedna vrijednost) temperature, tlaka, brzine, turbulentne kinetičke energije, maseni udjeli goriva, dušika, kisika, vode, i drugih sastojaka zavisno o korištenoj kemijskoj shemi, uključujući dušikove okside i čađu. Ova polja se mijenjaju u vremenu tako da svakom trenutku odgovaraju različita polja. Također, prati se i razvoj tekuće faze odnosno mlaza. Zaključak je da je nemoguće prikazati sve veličine za svaki trenutak. Zato je potrebno odlučiti koje su veličine bitne za analizirani problem i koji su karakteristični trenuci. Tvorba čađe se povezuje s visokom koncentracijom goriva i s određenom temperaturom, tvorba dušika pokazuje snažnu ovisnost o temperaturi. U prvoj fazi, za vrijeme trajanja ubrizgavanja, sve reakcije se odvijaju u području mlaza te procesi ne pokazuju vertikalni razvoj jer je klip blizu GMT. Stoga je odlučeno da će se prikazati horizontalni presjek kroz mlaz pri čemu će biti prikazane kapljice mlaza, isolinije konstantnog masenog udjela goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg te isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3, slika 5.23. Na drugoj slici bit će prikazan isti presjek, ali s isolinijama konstantne temperature od 2000, 2200, 2400 i 2600 K i isoploha konstantnog masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg/kg, slika 5.24. Ove veličine prikazane su za trenutke 7, 12 te 20 °KV. U kasnijoj fazi, ubrizgavanje završava, a klip se spušta niže pa vertikalni pogled otkriva razvoj procesa bolje od horizontalnog. Stoga je u bočnom pogledu

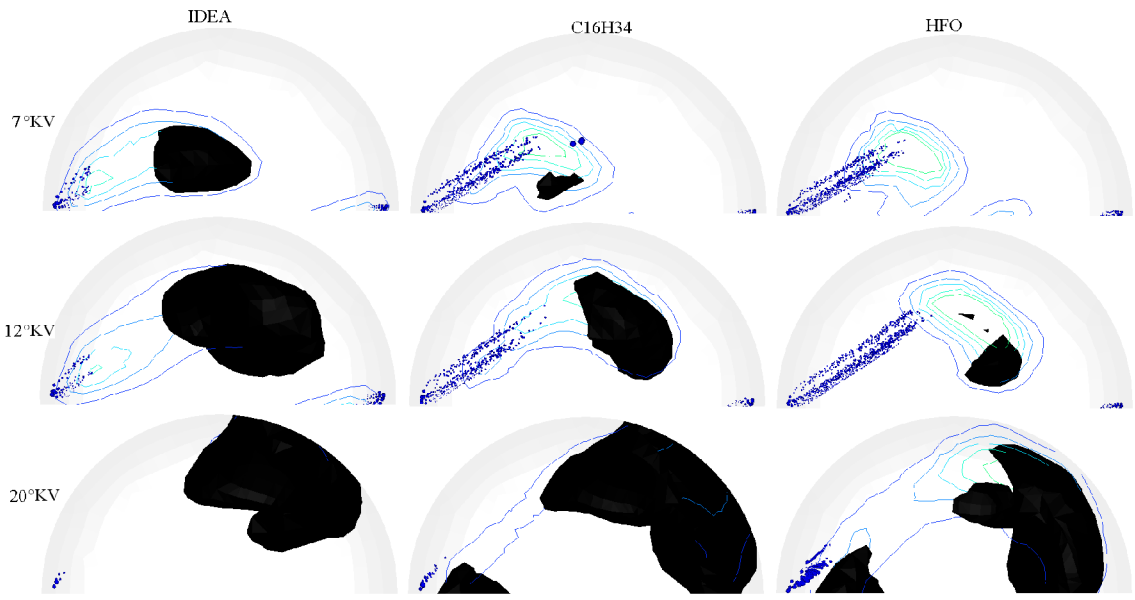
prikazano područje (isoploha) temperature od 2000 K te maseni udio dušikovog monoksida od 0.004 kg/kg za trenutke 35 i 50 °KV, slika 5.25.

Osim toga, prikazane su srednje vrijednosti masenog udjela goriva u plinovitoj fazi, brzine oslobađanja topline, tlakovi i temperature u cilindru, maseni udjeli dušikovog monoksida te volumni udjeli čađe, slike 5.26 do 5.31.

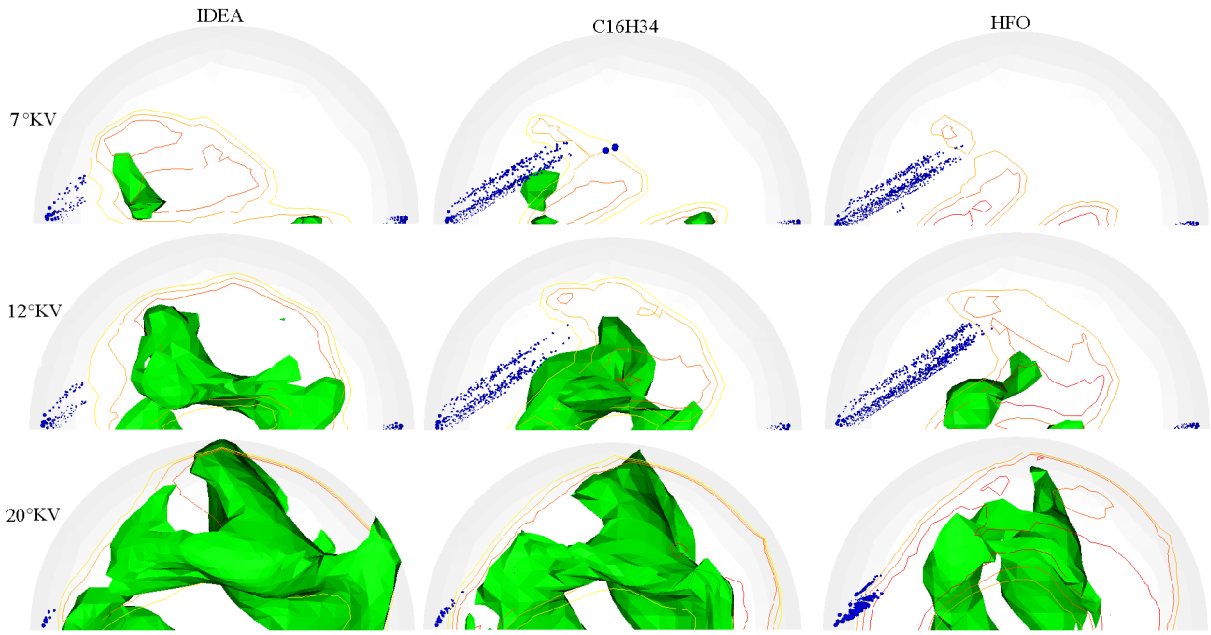
Na slici 5.23, može se primjetiti kako kod 7 °KV za IDEA gorivo kapljice malo prodiru u cilindar jer brzo isparavaju, dok za C16H34 i HFO dublje prodiru. Kod IDEA goriva čađa se već formirala na vrh mlaza. Kod C16H34 tek se počinje formirati. Kod 12°KV, i za HFO gorivo imamo početak tvorbe čađe, dok se područje čađe širi za preostala goriva. Kod 20 °KV završava ubrizgavanje. Kod IDEA goriva područje povišene koncentracije goriva se zadržava jedino još na suprotnoj strani od rasprskača, gdje se je i zadržala sva masa čađe. Kod C16H34 i HFO područje visoke koncentracije goriva je šire zato što ova goriva sporije isparavaju pa i kasnije izgore. Posljedica toga je da je i područje čađe šire.

Na slici 5.24 osim već opisanog mlaza prikazane su isolinije visoke temperature i isoploha dušikovih oksida. Kod 7 °KV za IDEA gorivo područje visoke temperature se je već raširilo i vidi se početak tvorbe dušikovih oksida na rubu tog područja i iza fronte plamena. Za $C_{16}H_{34}$ područje visoke temperature je nešto manje raširenо te se također vidi početak tvorbe dušikovih oksida. Za HFO područje visoke temperature je manje razvijeno te još nema pojave dušikovih oksida. Tek nakon 12°KV se vidi početak razvoja dušikovih oksida za HFO gorivo, dok je područje dušikovih oksida za druga goriva već razvijeno. Kod 20°KV područje dušikovih oksida razvijeno je za sva goriva, ali ipak nešto manje za HFO.

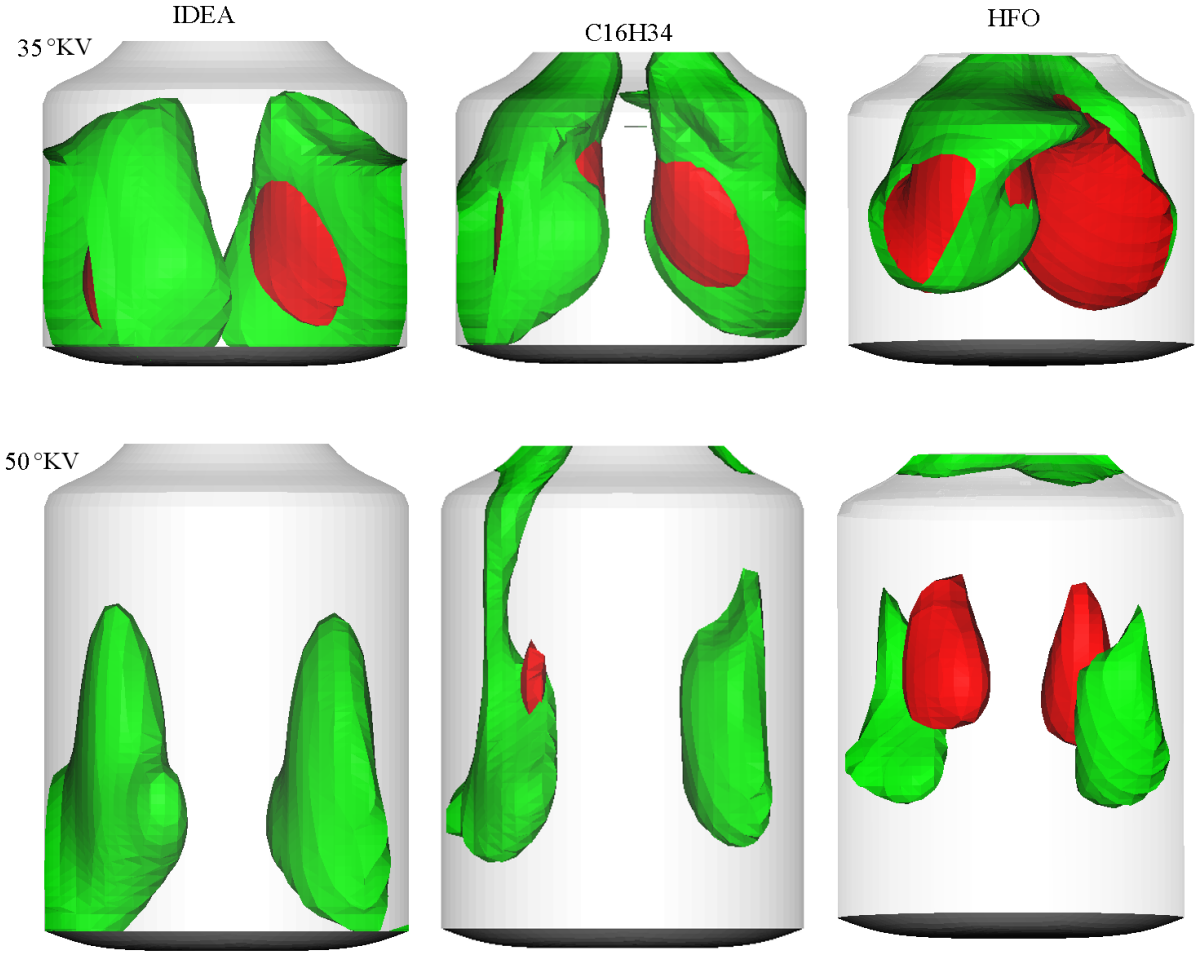
Na slici 5.25 prikazane su kasnije faze procesa, pri 35 i 50 °KV. Pri 35 °KV za sva tri goriva imamo veliko područje visoke temperature i dušikovih oksida. Ova područja okružuju područje u kojem još ima goriva te ono izgara difuzijskim plamenom. Kod 50 °KV za gorivo IDEA nema više područja visoke temperature jer je svo gorivo već potrošeno a uslijed ekspanzije plinovi se hlade. Stvoreni dušikovi oksidi zauzimaju veliko područje te se spuštaju prema klipu. Za $C_{16}H_{34}$ upravo nestaje zadnje područje temperature od 2000 K zbog hlađenja uslijed ekspanzije dok za HFO još imamo značajna područja visoke temperature jer je gorivo u ovom slučaju kasnije izgaralo pa se plinovi još nisu ohladili. Za HFO su područja dušikovih oksida najmanja te se djelomično zadržavaju ispod ispušnog ventila.



Slika 5.23: Kapljice goriva, isolinije masenih udjela pare goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg, isoploha volumnog udjela čađe 0.0005 cm^3/cm^3



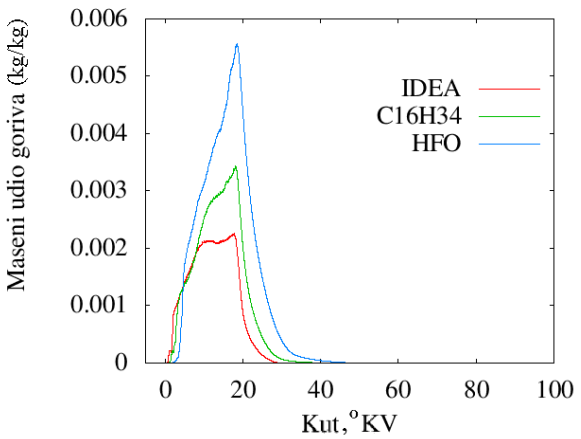
Slika 5.24: Kapljice goriva, isolinije konstantne temperature 2000, 2200, 2400 i 2600 K, isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg/kg



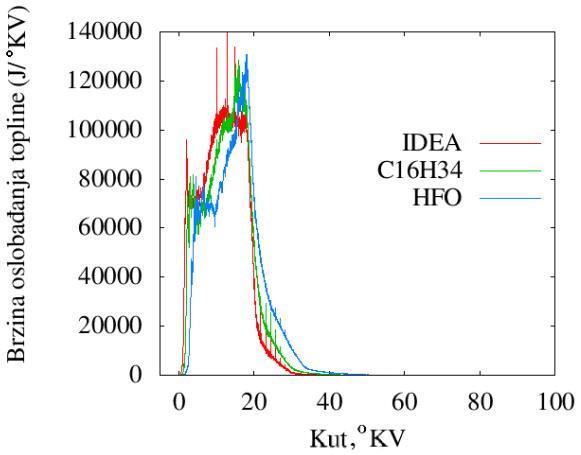
Slika 5.25: Područje temperature od 2000 K (crveno) te masenog udjela dušikovog monoksida od 0.004 kg/kg (zeleno) pri 35 i 50°KV

Na slici 5.26 prikazan je srednji maseni udio pare goriva za analizirana goriva. IDEA brzo počne isparavati, ali isto tako i brzo počne izgarati pa ne postiže visoku koncentraciju. Također, najbrže se potroši izgaranjem. Suprotno ponašanje pokazuje HFO. Kasnije počne isparavati. Uslijed velikog zakašnjenja paljenja i sporog izgaranja postiže visoku srednju koncentraciju te se izgaranje nastavlja do nakon 40 °KV. Krivulja za gorivo C16H34 se smjestila između one za IDEA i za HFO. Na slici 5.27 prikazana je brzina oslobađanja topline. IDEA gorivo ima najmanje zakašnjenje paljenja, malo veće ima C16H34 te najveće HFO. IDEA gorivo također ima najveći porast brzine izgaranja uslijed izgaranja homogene smjese. Za vrijeme difuzijskog izgaranja IDEA gorivo također najbrže gori tako da se proces najprije i završava. Nešto većim zakašnjenjem paljenja i sporijim izgaranjem rezultira gorivo C16H34. Najveće zakašnjenje paljenja i najmanju brzinu oslobađanja topline ima izgaranje HFO goriva tako da se proces nastavlja do nakon 40°KV. Na slici 5.28 prikazan je tlak u cilindru dobiven simulacijom za različita goriva te eksperimentalno dobiven tlak u cilindru. I na ovoj slici vidi se razlika u zakašnjenju paljenja između različitih goriva. Također porast tlaka je najveći za IDEA, srednji za C16H34 te najmanji za HFO gorivo. Maksimalni izmjereni tlak iznosi oko 160 bar dok je kod simulacije za HFO on 157 bar što daje razliku od oko 2%. Ipak, ukupna oslobođena toplina je precijenjena kod svih simulacija. To se vidi jer je

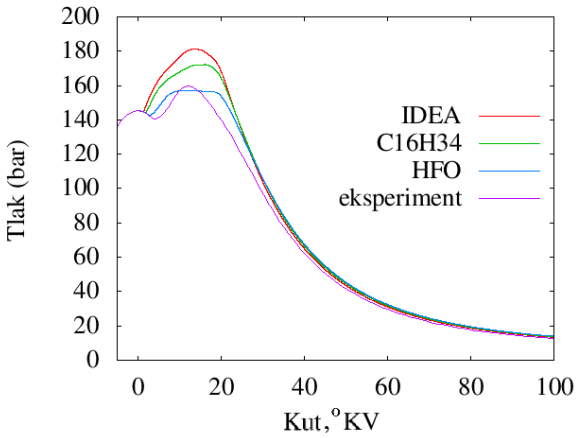
površina obuhvaćena ispod krivulja dobivenih simulacijom veća nego ona dobivena mjerenjem. Razlog tome može biti utjecaj mreže, utjecaj svojstava goriva ili utjecaj korištene kemijske sheme. Na slici 5.29 prikazane su srednje temperature u cilindru. Ona je najviša za IDEA, srednje za C16H34 i najniže za HFO gorivo. Slika 5.30 pokazuje utjecaj goriva na tvorbu dušikovih oksida. Masena koncentracija dušikovog monoksida je najveća za IDEA, srednja za C16H34 te najmanja za HFO gorivo. Za HFO gorivo na kraju procesa iznosi 0.001777 kg/kg, što kada se preračuna iznosi 12.5 do 13.5 g/kWh, zavisno o izvedbi motora. To je odličan rezultat s obzirom da eksperimentalno izmjerena vrijednost iznosi 13.5 g/kWh. Na slici 5.31 prikazan je utjecaj goriva na srednji volumni udio čađe. Krivulje pokazuju karakterističan tijek nagle tvorbe pa djelomične oksidacije. Najviša se vrijednost postiže za C16H34. Ipak na kraju procesa najvišu vrijednost dobije se za IDEA gorivo a najniža za HFO. Eksperimentalno izmjerena vrijednost iznosi 0.02 FSN. Iako ne postoji univerzalno važeća korelacija između vrijednosti volumne koncentracije čađe (cm^3/cm^3) i FSN, vrijednosti dobivene simulacijama premašuju eksperimentalne za stotinjak puta. Unatoč tome, rezultati dobiveni proračunom su upotrebljivi za analizu trendova i utjecaja pogonskih parametara na tvorbu čađe.



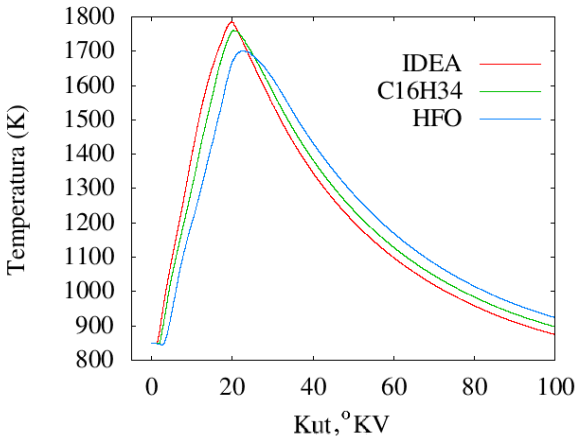
Slika 5.26: Utjecaj goriva na maseni udio isparenog goriva



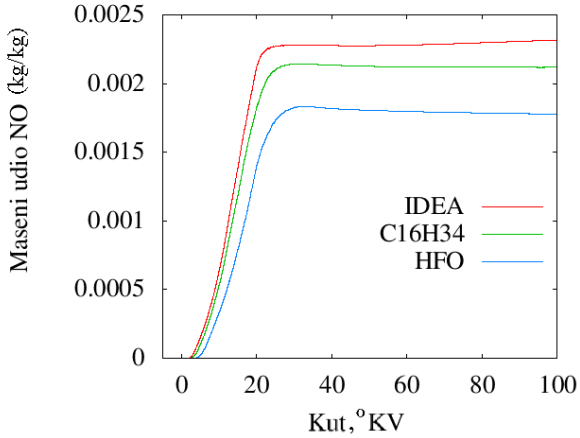
Slika 5.27: Utjecaj goriva na brzinu oslobađanja topline



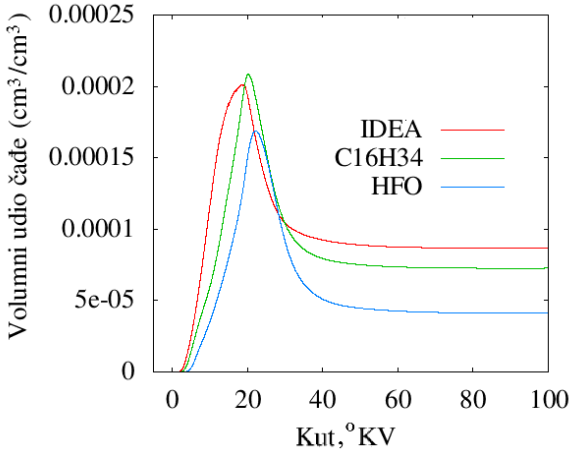
Slika 5.28: Utjecaj goriva na tlak



Slika 5.29: Utjecaj goriva na temperaturu



Slika 5.30: Utjecaj goriva na tvorbu dušikovog monoksida



Slika 5.31: Utjecaj goriva na tvorbu čađe

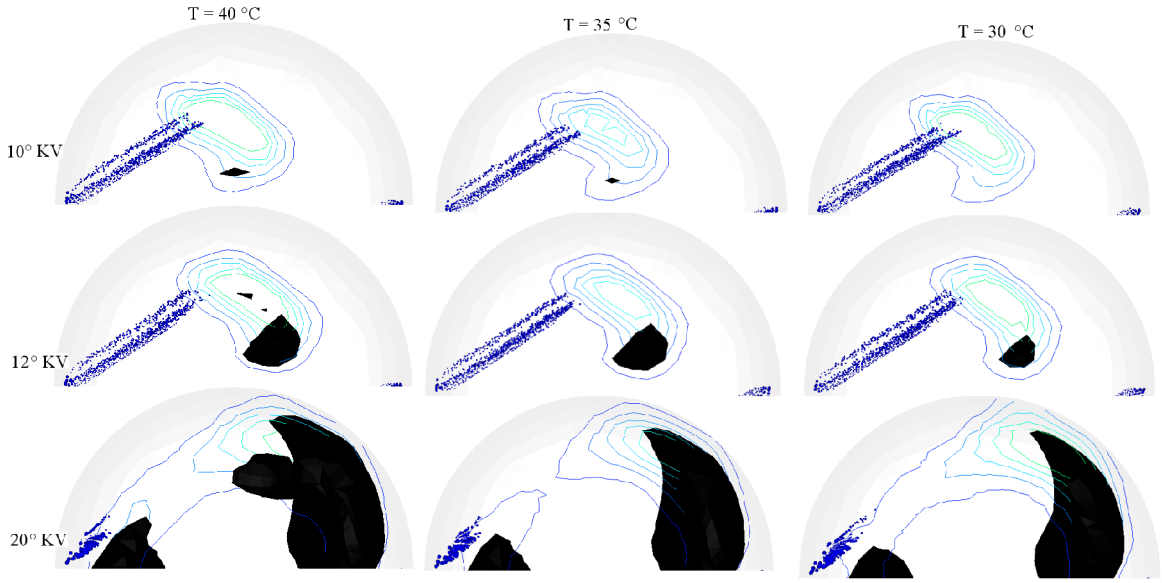
5.5 Utjecaj temperature ispirnog zraka

Jedna od strategija smanjenja emisija je smanjenje temperature plinova u cilindru. Na taj se način smanjuje brzina kemijskih reakcija tvorbe polutanata. Najednostavniji način za smanjenje temperature u cilindru je hlađenje ispirnog zraka. Ovakva strategija se koristi uglavnom za smanjenje emisije dušikovih oksida jer brzina njihove tvorbe je posebno osjetljiva na temperaturu. Što se tiče emisije čađe, njena brzina tvorbe se također usporava, ali se usporava i brzina njene oksidacije tako da je konačan rezultat upitan. Izvršena je serija simulacija kako bi se provjerilo da li je razvijeni model motora dovoljno osjetljiv da reagira na ovakve promjene radnih parametara te kako promjena temperature ispirnog zraka utječe na emisiju polutanata i na performanse motora. Jedini parametar koji je mijenjan od simulacije do simulacije je početna temperatura u cilindru uoči ubrizgavanja. U tablici 5.4 prikazane su temperature ispirnog zraka u °C te temperature koje se dobiju na kraju kompresije a uoči početka ubrizgavanja u K. U ovim, kao i u svim sljedećim simulacijama, korišteno je teško gorivo (HFO).

Tablica 5.4. Temperatura ispirnog zraka i temperatura u cilindru nakon adijabatske kompresije

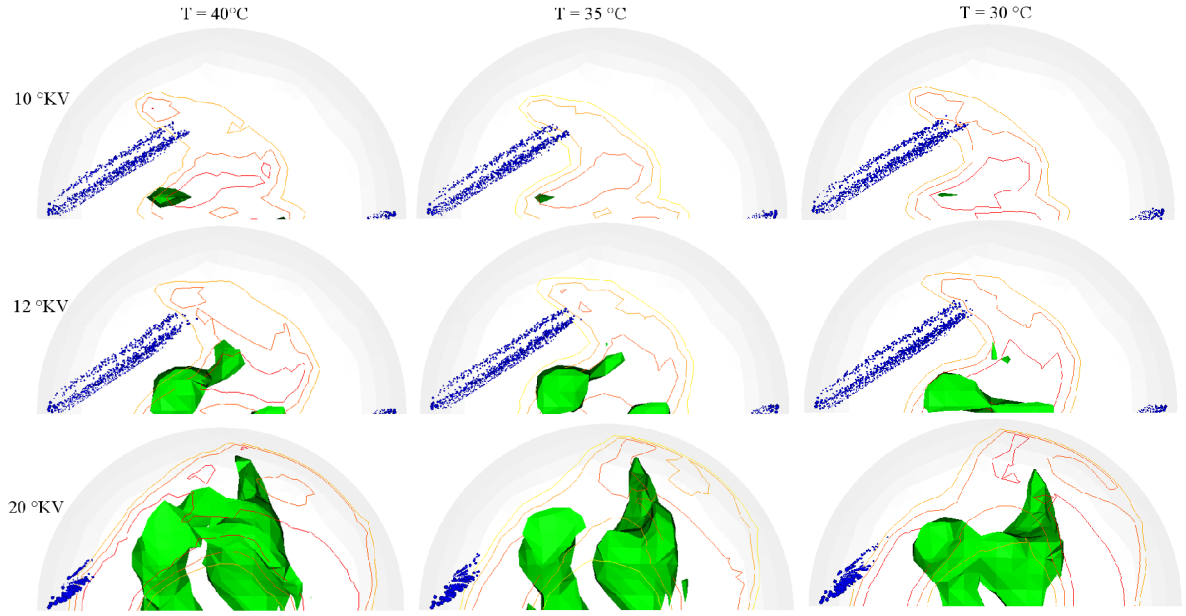
Temperatura ispirnog zraka	Temperatura uoči ubrizgavanja
40 °C	855 K
35 °C	842 K
30 °C	828 K

Na slici 5.32 prikazane su kapljice goriva, isolinije konstantnog masenog udjela pare goriva te isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3. Razlike uzrokovane temperaturom su vrlo male. Ipak može se primjetiti zakašnjenje početka nastanka čađe za temperaturu ispirnog zraka od 30 °C, jer kod 10 °KV još nije vidljiva isoploha koncentracije 0.0005 cm^3/cm^3. U kasnijim fazama se može uočiti kako je područje zauzeto ovom isoplohom veće što je veća temperatura ispirnog zraka.

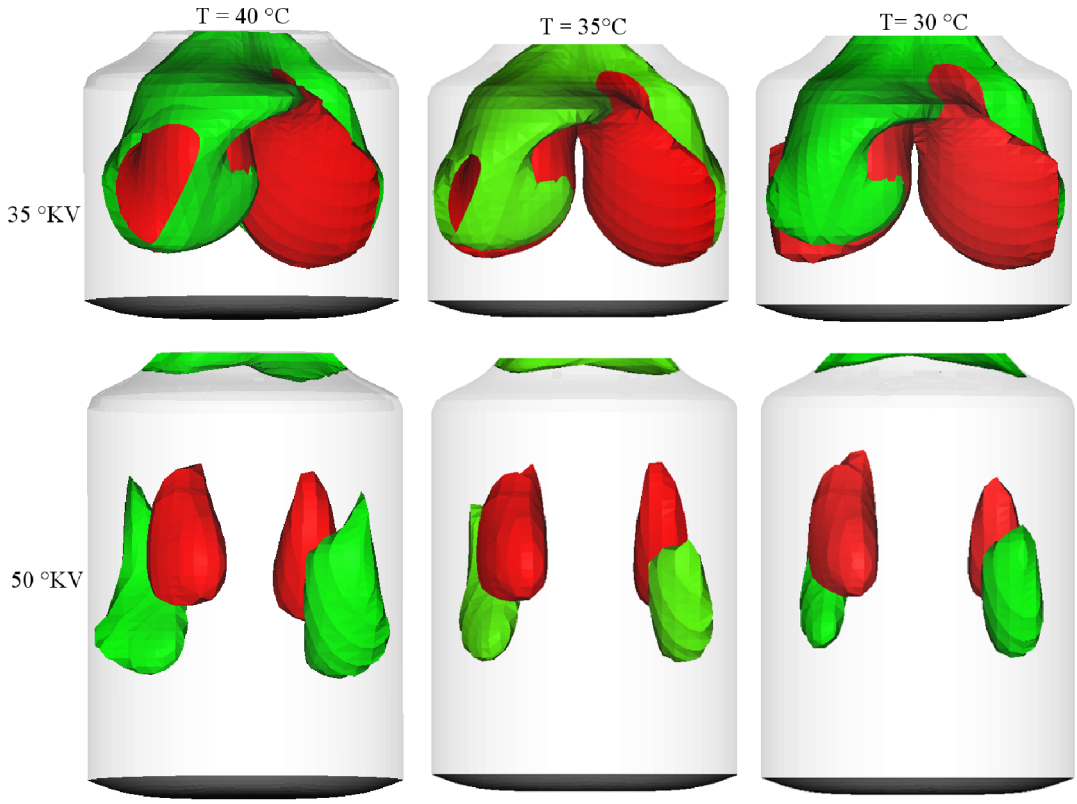


Slika 5.32: Kapljice goriva, isolinije masenih udjela pare goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg, isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3

Na slici 5.33 prikazane su isolinije konstantne temperature od 2000, 2200, 2400 K te isoploha konstantnog masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg/kg. Razlike u temperaturama su vrlo male pa se tek ponegdje može primijetiti kako su za višu temperaturu ispirnog zraka šira područja dušikovog monoksida. Isto vrijedi i za kasnije faze procesa jer se i u bočnom pogledu pri 35 i 50 °KV područja visoke temperature i dušikovih oksida razlikuju od slučaja do slučaja ali ne može se reći da je utjecaj ispirnog zraka očit, slika 5.34



Slika 5.33: Kapljice goriva, isolinije konstantne temperature 2000, 2200, 2400 K, isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg^3/kg^3

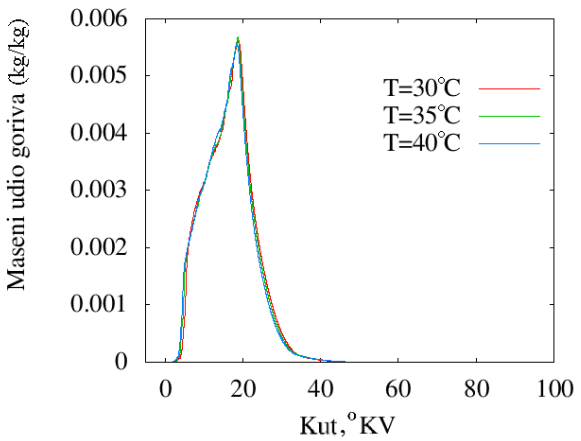


Slika 5.34: Područje temperature od 2000 K (crveno) te masenog udjela dušikovog monoksida od 0.004 kg/kg (zeleno) pri 35 i 50°KV

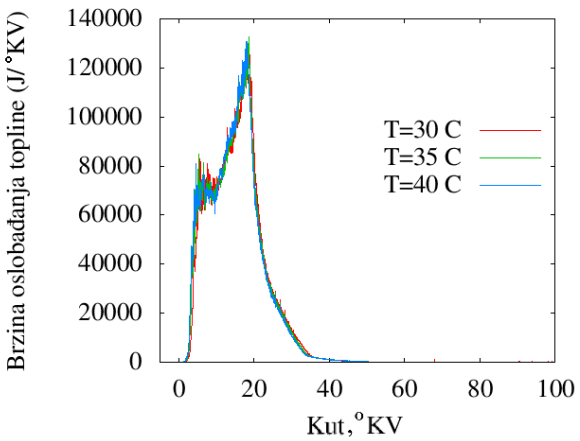
Na slici 5.35 prikazan je dijagram masenog udjela isparenog goriva. Ako se pažljivo promatra može se uočiti utjecaj temperature ispirnog zraka jer maseni udio za niže temperature trenutak kasnije počne rasti nego za više temperature. Iz toga se može zaključiti kako temperatura ispirnog zraka utječe na brže progrijavanje kapljice te na brže isparivanje. Na slici 5.36 prikazana je brzina oslobađanja topline. Kao i na prethodnom dijagramu primjetno je lagano kašnjenje slučajeva s nižom temperaturom ispirnog zraka. U ovom slučaju to je rezultat sporijeg isparivanja ali i povećanja zakašnjenja paljenja kod nižih temperatura. Na sljedećem dijagramu, slika 5.37, prikazan je tlak u cilindru. Osim već opisanog malog kašnjenja porasta tlaka, kod nižih temperatura može se primijetiti i nešto niži postignuti tlak. Na slici 5.38 prikazana je srednja temperatura u cilindru koja ima očekivani tijek. Na slici 5.39 prikazan je srednji maseni udio dušikovog monoksida u cilindru. Može se vidjeti kako je unatoč malim razlikama početne temperature osjetno smanjenje dušikovih oksida na kraju procesa za niže temperature. Na slici 5.40 prikazan je volumni udio čađe u cilindru. Na višoj temperaturi je tvorba čađe viša te se za višu temperaturu postiže viša maksimalna koncentracija. Na kraju procesa je za nižu temperaturu nešto manja koncentracija čađe nego za višu.

U tablici 5.5 prikazan je sažetak rezultata pri čemu su izneseni maseni udio dušikovog monoksida, volumni udio čađe te indicirani rad procesa za različite temperature ispirnog zraka te je izračunato odstupanje u odnosu na polazni slučaj s temperaturom ispirnog zraka od 40 °C. Prema rezultatima simulacije, uz malo smanjenje temperature ispirnog zraka moguće je postići znatno smanjenje emisija bez smanjenja stupnja djelovanja. Naravno, treba uzeti u obzir da je potrebno utrošiti energiju i za hlađenje ispirnog zraka, da se povećavaju otpori

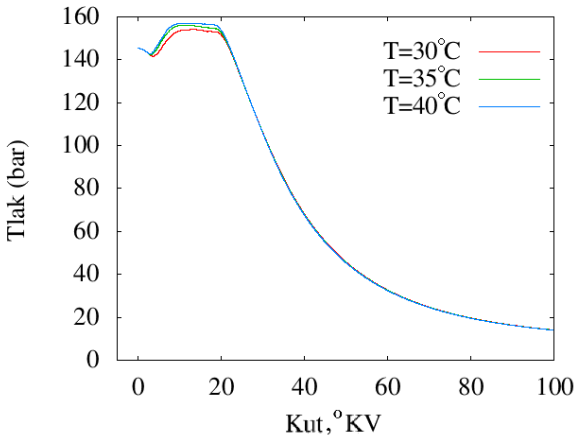
strujanja u rashladnicima namijenjenim tome te da mogućnost hlađenja ovisi o okolnoj temperaturi zraka ili mora.



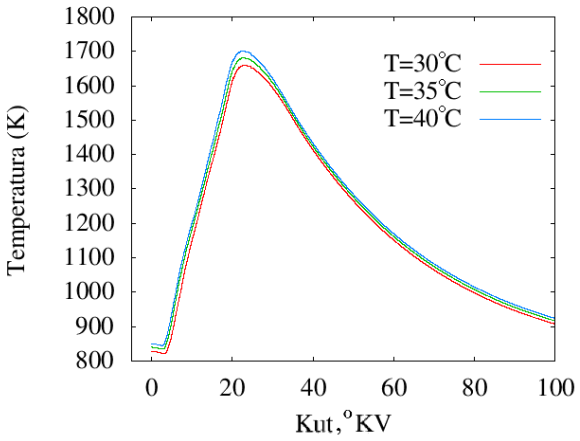
Slika 5.35: Utjecaj temperature ispirnog zraka na maseni udio pare goriva



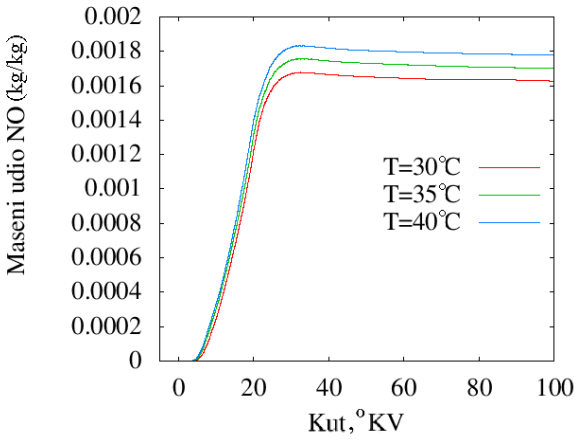
Slika 5.36: Utjecaj temperature ispirnog zraka na brzinu oslobađanja topline



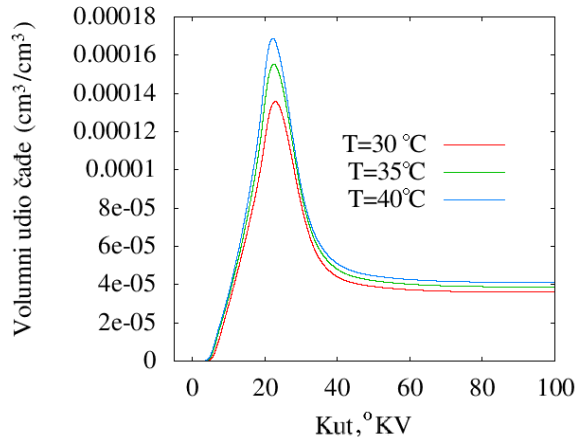
Slika 5.37: Utjecaj temperature ispirnog zraka na tlak



Slika 5.38: Utjecaj temperature ispirnog zraka na temperaturu



Slika 5.39: Utjecaj temperature ispirnog zraka na tvorbu dušikovih oksida



Slika 5.40: Utjecaj temperature ispirnog zraka na tvorbu čađe

Tablica 5.5: Sažetak utjecaja temperature ispirnog zraka na emisije

T (°C)	NO (kg/kg)	NO relativno	Čađa (cm^3/cm^3)	Čađa relativno	Indicirani rad (KJ)	Indicirani rad relativno
40	0.00177699	-	$4.1137 \cdot 10^{-5}$	-	1828.0	-
35	0.00170046	- 4.3 %	$3.8779 \cdot 10^{-5}$	- 5.7 %	1828.1	0
30	0.00162742	- 8.4 %	$3.6014 \cdot 10^{-5}$	- 12.5 %	1828.3	0

5.6 Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova (EGR)

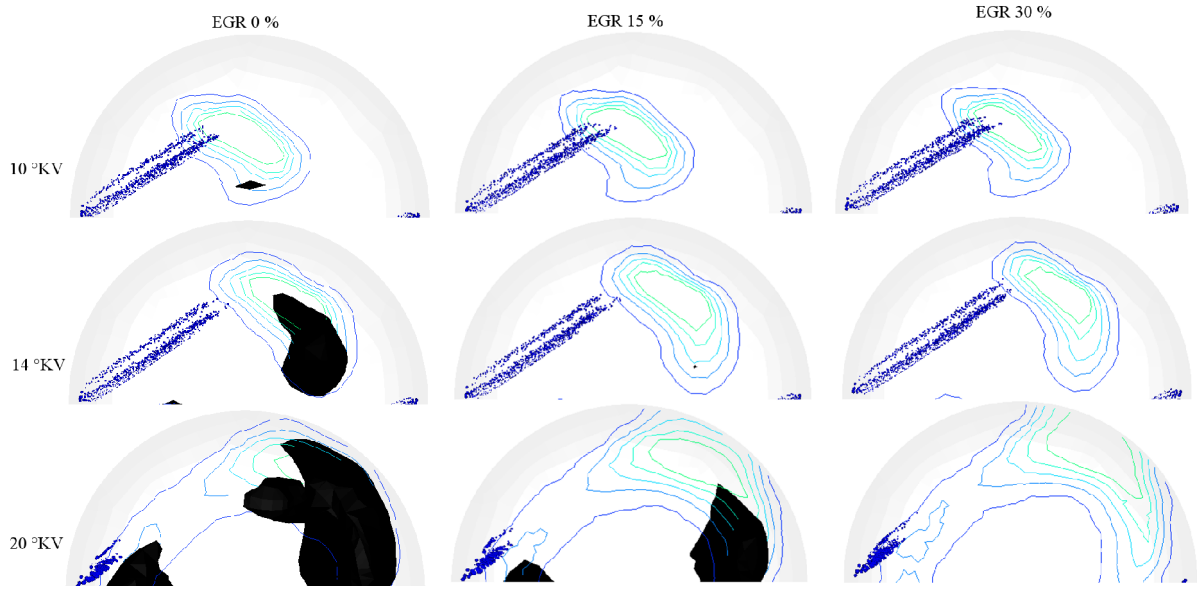
Još jedna strategija namijenjena prvenstveno smanjenju emisije dušikovih oksida je recirkulacija ispušnih plinova. Ova se strategija redovito primjenjuje kod vozilskih motora na način da se u svježi zrak domješavaju ispušni plinovi u određenom postotku. Ideja koja stoji iza ove metode je da se smanji koncentracija reaktanata u reakcijama tvorbe dušikovih oksida i samim time se smanji brzina njihovog nastanka. Osim ovog načina djelovanja, smanjenjem koncentracije kisika smanjuje se i brzina izgaranja pa se tako donekle i smanji maksimalna postignuta temperatura. Ispušni plinovi koji se domješavaju mogu biti i hlađeni, pa se na taj način smanjuje i temperatura u cilindru i tako dodatno smanjuje brzina nastanka dušikovih oksida. Ova metoda može negativno djelovati na emisiju čađe, jer se smanjuje pretičak zraka a time i koncentracija kisika pa se reakcije oksidacije čađe prigušuju. Smanjenje temperature procesa također usporava oksidaciju, ali s druge strane smanjuje i brzinu tvorbe čađe. Slijedi da je konačni učinak na emisiju čađe neizvjestan te ga treba dodatno analizirati, čime su se bavili Idicheria i Picket [11].

Izvršena je serija simulacija kako bi se analizirao učinak recirkulacije ispušnih plinova na emisije štetnih tvari iz sporohodnih brodskih motora pogonjenih teškim gorivom. Sastav plinova u cilindru uoči početka ubrizgavanja je namješten na način da se simulira 15 i 30 % recirkulacije. Maseni udjeli pojedinih plinova izneseni su u tablici 5.6. Svi ostali parametri su nepromijenjeni.

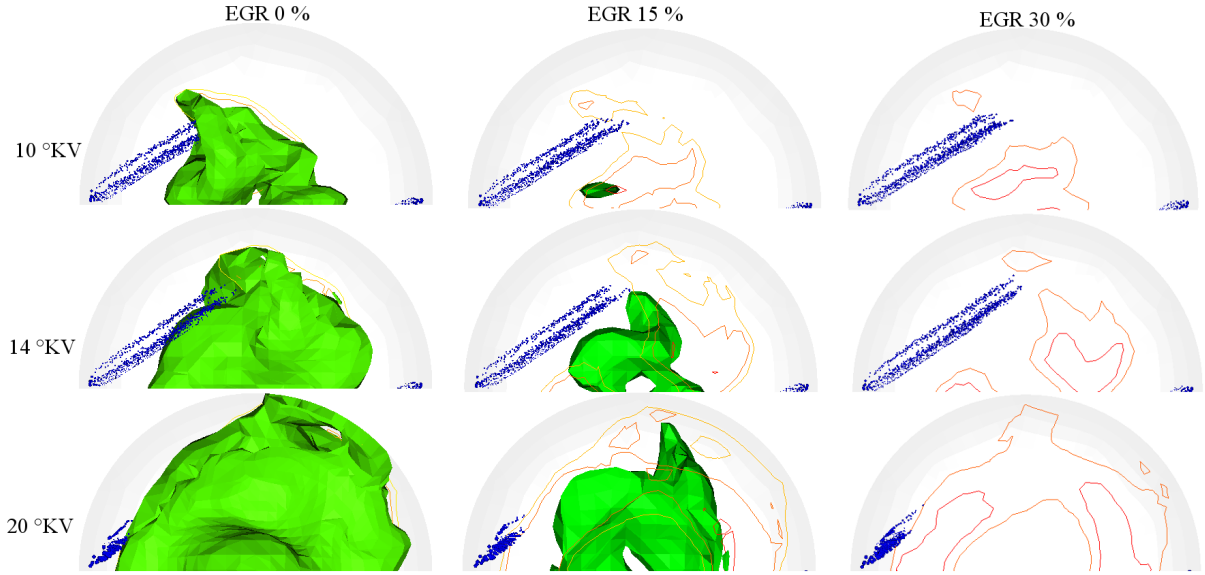
Tablica 5.6: Maseni udjeli plinova u cilindru uoči početka procesa za različite postotke recirkulacije ispušnih plinova

	0% EGR	15% EGR	30% EGR
O_2	0.232	0.21055	0.19278
N_2	0.768	0.76355	0.75986
H_2O	0	0.00783	0.01431
CO_2	0	0.01808	0.03305

Na slici 5.41 prikazan je mlaz goriva, isolinije konstantnog masenog udjela pare goriva te isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3 za trenutke 10, 14 i 20 °KV. Utjecaj na raspodjelu pare goriva se ne uočava. Za slučaj bez recirkulacije ispušnih plinova (EGR 0 %) čađa se pojavljuje već nakon 10 °KV te se područje čađe brzo širi. Kod 15% recirkulacije prve naznake čađe koncentracije 0.0005 cm^3/cm^3 se pojavljuju u trenutku 14 °KV te se tek nakon toga područje donekle razvija. Kod najviše recirkulacije od 30% uopće nije vidljiva pojava čađe. To ne znači da je nema nego da niti u jednoj proračunskoj ćeliji ne dostiže prikazani volumni udio od 0.0005 cm^3/cm^3.

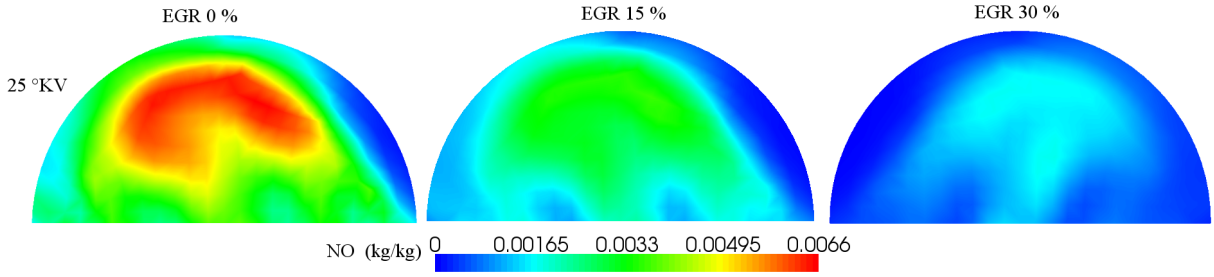


Slika 5.41: Kapljice goriva, isolinije masenih udjela pare goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg, isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3

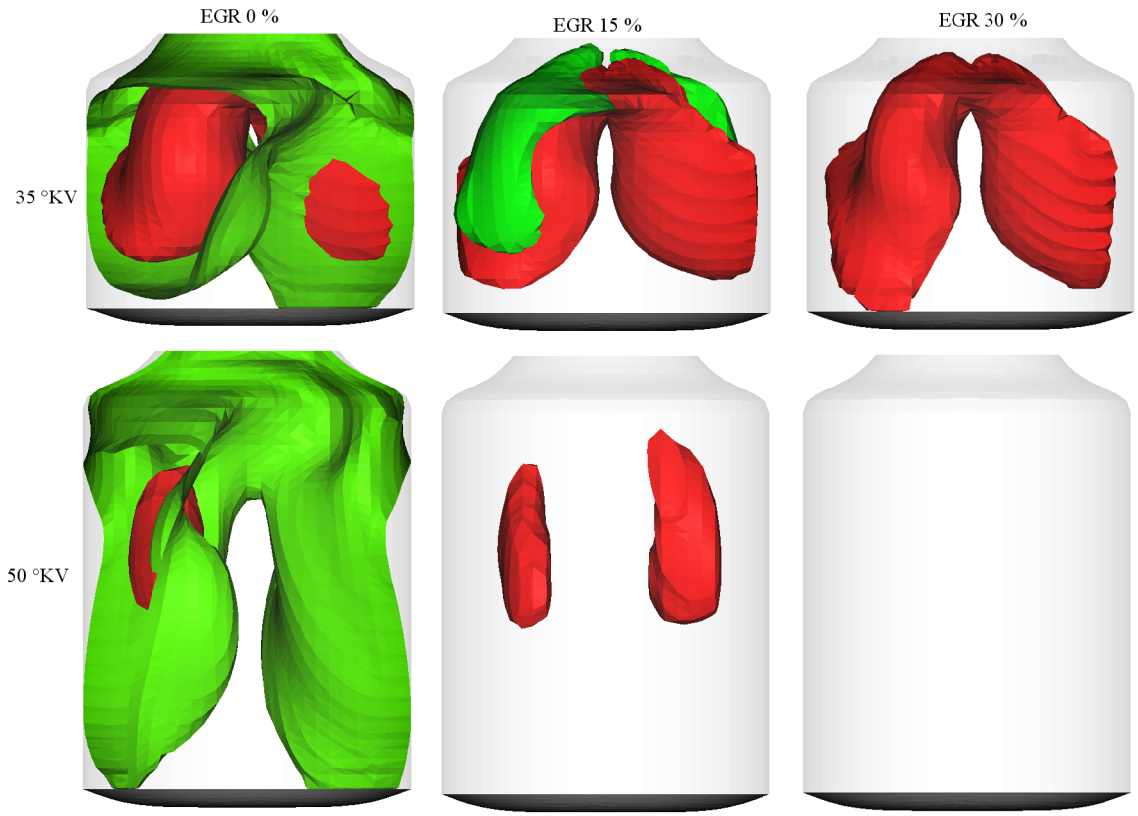


Slika 5.42: Kapljice goriva, isolinije konstantne temperature 2000 i 2200 K, isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.0025 kg/kg

Na slici 5.42 prikazana su područja temperature od 2000 i 2200 K te područje konstantnog masenog udjela dušikovog monoksida od 0.0025 kg/kg. Treba primjetiti da je prikazan niži maseni udio nego na ranijim analizama, jer se maseni udio od 0.005 kg/kg uopće ne pojavljuje u cilindru za slučajeve s recirkulacijom ispušnih plinova pa se ne bi ništa vidjelo. Raspodjela temperatura je vrlo slična, tek su nešto uža područja visoke temperature za slučajeve s recirkulacijom. Utjecaj na tvorbu dušikovih oksida je vrlo izražen. Dok je za simulaciju bez recirkulacije područje dušikovih oksida već razvijeno, te do 20 °KV ispunjava gotovo čitav volumen, za 15 % recirkulacije tek se počinje stvarati na 10 °KV. Kod 30% recirkulacije, maseni udio dušikovog monoksida je uvijek ispod 0.0025 kg/kg. Kako bi se zorno prikazala snaga utjecaja recirkulacije na slici 5.43 prikazani su maseni udjeli dušikovog monoksida za trenutak kada su najviši, 25 °KV. Na slici 5.44 prikazane su kasnije faze. Crvenom bojom je prikazano područje temperature više od 2000 K a zelenom bojom područje masenog udjela dušikovog monoksida višeg od 0.0025 kg/kg. Dok je bez recirkulacije gotovo čitav volumen ispunjen dušikovim oksidima i kod 35 i kod 50 °KV, kod 15% recirkulacije nakon 35 °KV udio brzo pada ispod 0.0025 kg/kg tako da se na 50°KV više ne pojavljuje. Za 30% recirkulacije koncentracija dušikovog monoksida je uvijek ispod 0.0025 kg/kg pa se uopće ne vidi navedena isoploha. Također, može se primjetiti da u ovom slučaju i maksimalne temperature padaju ranije ispod 2000 K.

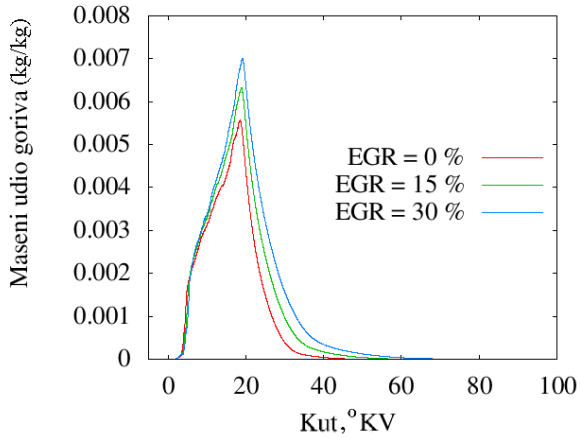


Slika 5.43: Maseni udjeli dušikovog monoksida u trenutku 25 °KV

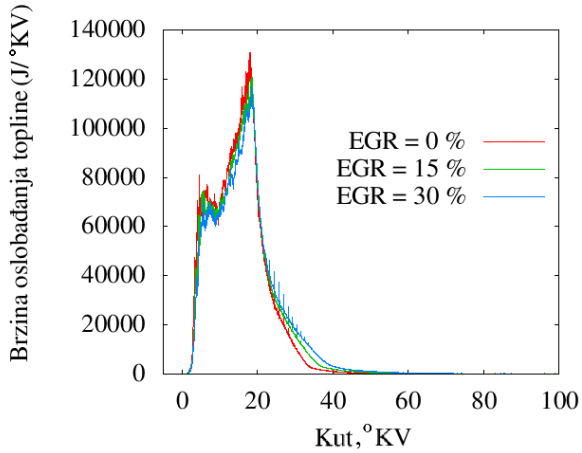


Slika 5.44: Područje temperature od 2000 K (crveno) te masenog udjela dušikovog monoksida od 0.0025 kg/kg (zeleno) pri 35 i 50°KV

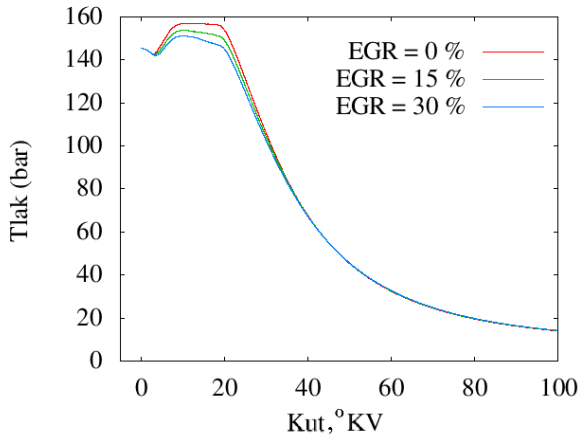
Na slici 5.45 prikazan je maseni udio isparenog goriva u cilindru u zavisnosti o kutu KV i o recirkulaciji ispušnih plinova. Može se primjetiti da isparivanje počinje u istom trenutku, ali maseni udio postiže višu razinu za više postotke recirkulacije. Ovo se tumači sporijim izgaranjem odnosno sporijim trošenjem goriva kod veće recirkulacije. Na slici 5.46 prikazana je brzina oslobađanja topline. Može se primjetiti kako je brzina nešto manja za slučajeve s većom recirkulacijom. To je posljedica manje koncentracije kisika na raspolaganju za reakcije izgaranja. Osim toga vidi se da izgaranje duže traje kod slučajeva s recirkulacijom. Na slici 5.47 prikazan je tlak u cilindru. Slučajevi s recirkulacijom postižu niže maksimalne tlakove što je logična posljedica sporijeg oslobađanja topline. Na slici 5.48 prikazana je srednja temperatura u cilindru. Za veće postotke recirkulacije ispušnih plinova postižu se niže temperature. Slika 5.49 svjedoči o velikoj efikasnosti ove metode u smanjenju emisija dušikovih oksida. Za 15 % recirkulacije ispušnih plinova razina dušikovog monoksida se gotovo prepolovi, a za 30 % se smanji za tri četvrtine. Na slici 5.50 prikazan je volumni udio čađe. Utjecaj recirkulacije je bio nepoznanica, ali prema rezultatima simulacije i na ovom polju se postiže poboljšanje. Uslijed usporavanja reakcija tvorbe smanjuje se maksimalna postignuta koncentracija. S recirkulacijom se smanjuje i brzina oksidacije čađe, ali se ipak u konačnici postižu niže vrijednosti.



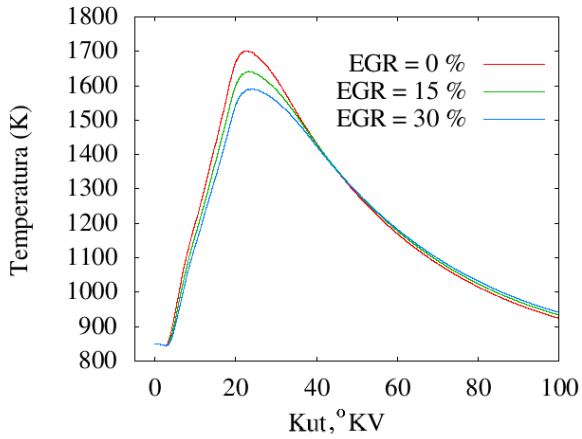
Slika 5.45: Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova na maseni udio pare goriva



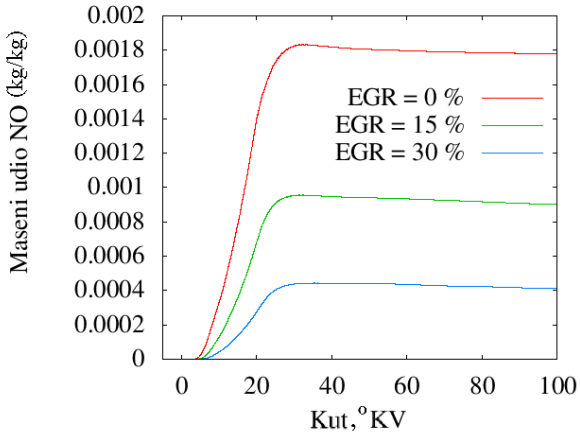
Slika 5.46: Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova na brzinu oslobađanja topline



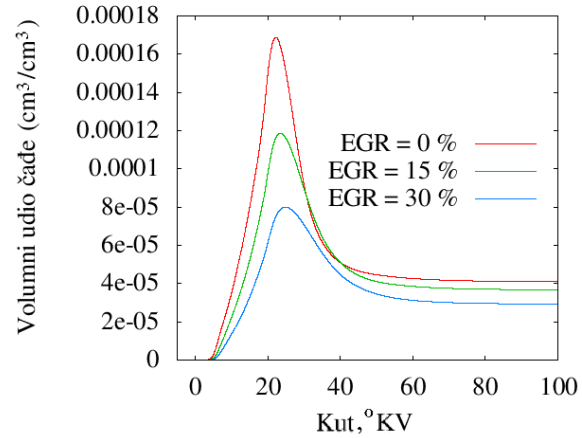
Slika 5.47: Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova na tlak



Slika 5.48: Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova na temperaturu



Slika 5.49: Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova na tvorbu dušikovog monoksida



Slika 5.50: Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova na tvorbu čađe

U tablici 5.7 iznesen je sažetak analize utjecaja recirkulacije ispušnih plinova na emisije štetnih tvari. Prikazani su maseni udjeli dušikovog monoksida, volumni udjeli čađe i indicirani rad za različite postotke recirkulacije. Izračunate su relativne promjene u odnosu na polazni slučaj bez recirkulacije. Kao što se pretpostavljalo, prema simulacijama ova je tehnika vrlo efikasna u smanjenju dušikovih oksida. Simulacija pokazuje da se za recirkulaciju od 15% može postići smanjenje emisije NO za 49.3 % a kod 30% recirkulacije čak do 76.7%. Učinak na čađu nije toliko snažan ali prema simulaciji također pozitivan: smanjenje od 10.5 i 28.7 % za 15 i 30 % recirkulacije. Ovo se u prvi trenutak čini neočekivano jer se kod manjih dizelskih motora primjena recirkulacije ispušnih plinova povezuje s povećanjem emisije čađe. Ali manji motori bez recirkulacije rade s pretičkom zraka od oko 1.3 pa svako povećanje razine recirkulacije ispušnih plinova kritično smanjenje sadržaj slobodnog kisika u cilindru i značajno smanjuje oksidaciju čađe te pospješuje njenu emisiju. Veliki dvotaktni brodski motor radi s pretičkom zraka od preko 2, tako da nema problema s raspoloživošću slobodnog kisika za oksidaciju čađe. Može se zaključiti da primjena recirkulacije usporava reakcije tvorbe čađe, dok reakcije oksidacije uz dovoljnu količinu kisika ostaju uglavnom nepromijenjene. Ipak, upotreba ove strategije smanjuje stupanj djelovanja motora, jer simulacija daje smanjenje indiciranog rada za 0.7 i 1.4 % za navedene razine recirkulacije.

Tablica 5.7: Sažetak utjecaja recirkulacije ispušnih plinova na emisije

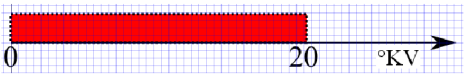
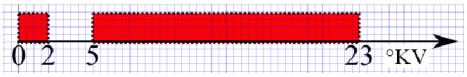
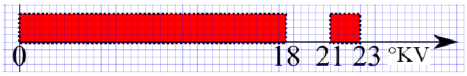
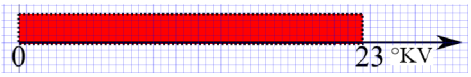
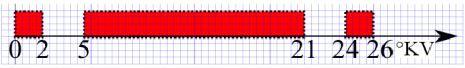
EGR	**NO (kg/kg)**	**NO relativno**	**Čađa (cm^3/cm^3)**	**Čađa relativno**	**Indicirani rad (KJ)**	**Indicirani rad relativno**
0 %	0.00177699	-	$4.1137 \cdot 10^{-5}$		1828.0	-
15 %	0.000900749	- 49.3%	$3.6818 \cdot 10^{-5}$	-10.5 %	1815.5	-0.7%
30 %	0.000414398	- 76.7%	$2.93338 \cdot 10^{-5}$	-28.7 %	1803.2	-1.4%

5.7 Utjecaj strategije ubrizgavanja

Još jedna mogućnost utjecaja na emisije sastoji se u promjeni strategije ubrizgavanja goriva. Ovakva se tehnika primjenjuje na vozilskim motorima od razvoja sustava sa zajedničkim vodom goriva ("common rail") koji omogućuje potpunu fleksibilnost kod ubrizgavanja. To znači da mogu ubrizgavati gorivo ranije ili kasnije i u više navrata prema različitim obrascima. Na taj se način postižu različiti ciljevi kao što su mirniji rad, smanjenje emisije dušikovih oksida i čađe [58]. Suvremeni brodski motori kao što je i ovaj na kojem se temelje simulacije su opremljeni "common rail" sustavom ubrizgavanja. Izvedena je serija simulacija kako bi se analizirale mogućnosti koje nam omogućuju različiti obrasci ubrizgavanja. Primijenjeni obrasci prikazani su i opisani u tablici 5.8, pri čemu se naziv sastoji iz trajanja pojedinih faza u stupnjevima KV. Treba istaknuti da su ubrizgana masa goriva i početak ubrizgavanja u GMT ostali nepromijenjeni u svim slučajevima.

Ideja koja stoji iza prvog obrasca s višestrukim ubrizgavanjem naziva 2_18 je da se najprije ubrizga mala masa goriva. Ova količina se brzo izmješa sa zrakom i upali zahvaljujući maloj masi te podigne temperaturu. Nakon vremena koje odgovara zakašnjenju paljenja se preostala masa goriva ubrizgava te zahvaljujući višoj temperaturi odmah izgara.

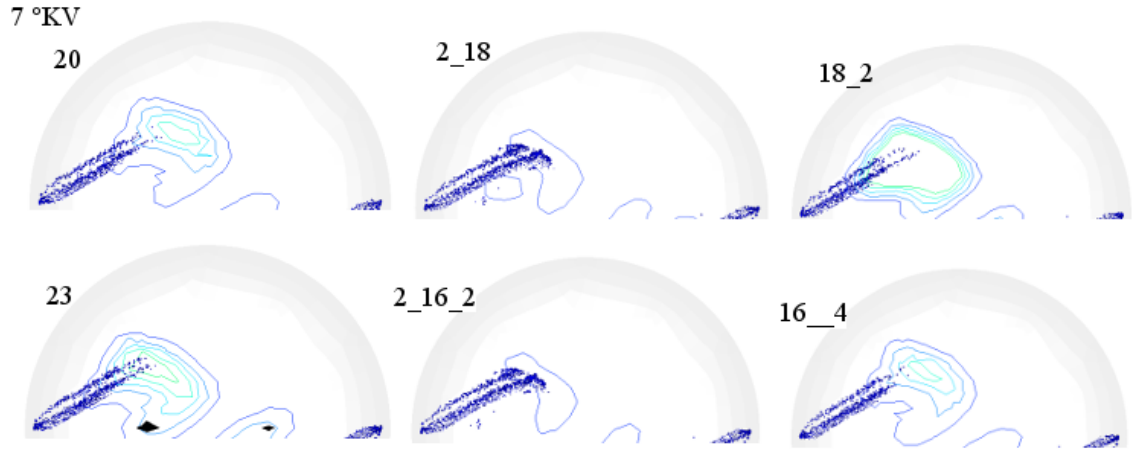
Tablica 5.8: Primjenjeni obrasci ubrizgavanja

Oznaka	Prikaz	Opis
20		Osnovni obrazac se sastoji u neprekinutom ubrizgavanju u trajanju od 20 °KV s početkom u GMT.
2_18		Predubrizgavanje traje 2 °KV, pa slijedi pauza u trajanju od 3°KV, nakon čega se preostala masa ubrizga u trajanju od 18 °KV.
18_2		Glavna masa goriva se ubrizga na početku u trajanju od 18 °KV nakon čega slijedi pauza u trajanju od 3°KV te naknadno ubrizgavanje od 2 °KV.
23		Neprekinuto ubrizgavanje u trajanju od 23 °KV s početkom u GMT.
2_16_2		Predubrizgavanje od 2 °KV, 3°KV pauze, glavno ubrizgavanje u trajanju od 16 °KV, 3°KV pauze i na kraju naknadno ubrizgavanje od 2 °KV.
16__4		Na početku glavni dio ubrizgavanja u trajanju od 16 °KV, duga pauza u trajanju od 14 °KV i na kraju naknadno ubrizgavanje od 4 °KV.

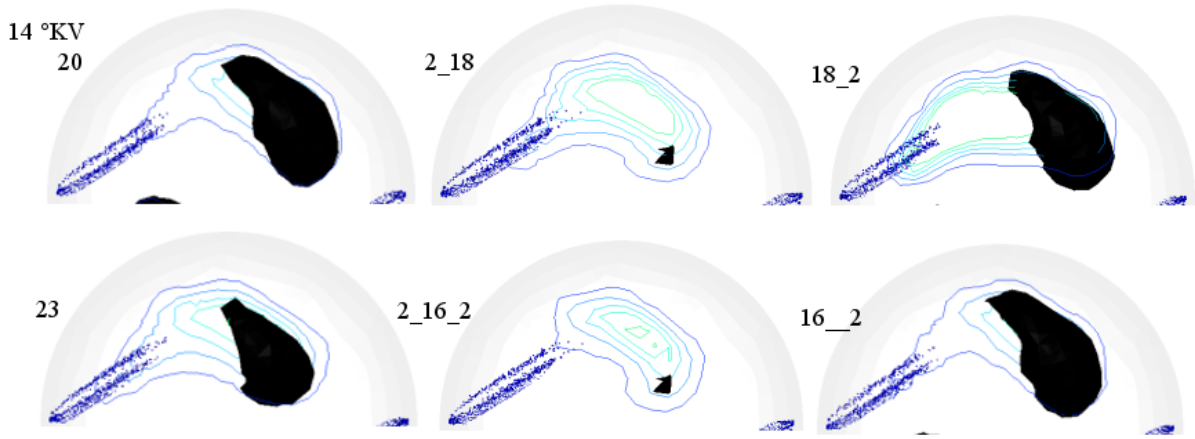
Slučaj 18_2 djeluje na drugi način. Naknadno ubrizgavanje služi za ubrzanje završne faze izgaranja što doprinosi ranijem završavanju procesa izgaranja. Oksidacija čađe se odvija pri višim temperaturama pa samim time i brže [59]. Za ubrizgavanje u trajanju od 23 °KV se očekuje da će rezultirati manjim emisijama od kraćeg slučaja koji traje 20°KV, ali i manjim indiciranim radom radi kasnijeg i manje intenzivnog izgaranja dijela goriva. Slučaj 2_16_2 je kombinacija predubrizgavanja i naknadnog ubrizgavanja. Slučaj 16__4 je simulacija kasnog naknadnog ubrizgavanja. Različite teorije opisuju način djelovanja ovakvog ubrizgavanja na smanjenje čađe:

1: Ovakvim naknadnim ubrizgavanje u cilindar se dovodi dodatna kinetička energija koja pospješuje miješanje smjese i stoga ubrzava oksidaciju.
2: Naknadno ubrizgavanje podiže temperaturu u kasnijoj fazi i time ubrzava oksidaciju
3: Konačna razina čađe je manja zato što glavna faza ubrizgavanja proizvodi manje čađe a naknadno ubrizgavanje se odvija pri nižoj temperaturi pa ne doprinosi tvorbi čađe. Prve dvije teorije se fokusiraju na pospješivanje oksidacije dok se posljednja fokusira na smanjenje tvorbe. Moguće je da je konačna razina čađe rezultat simultanog djelovanja ovih teorija [59].

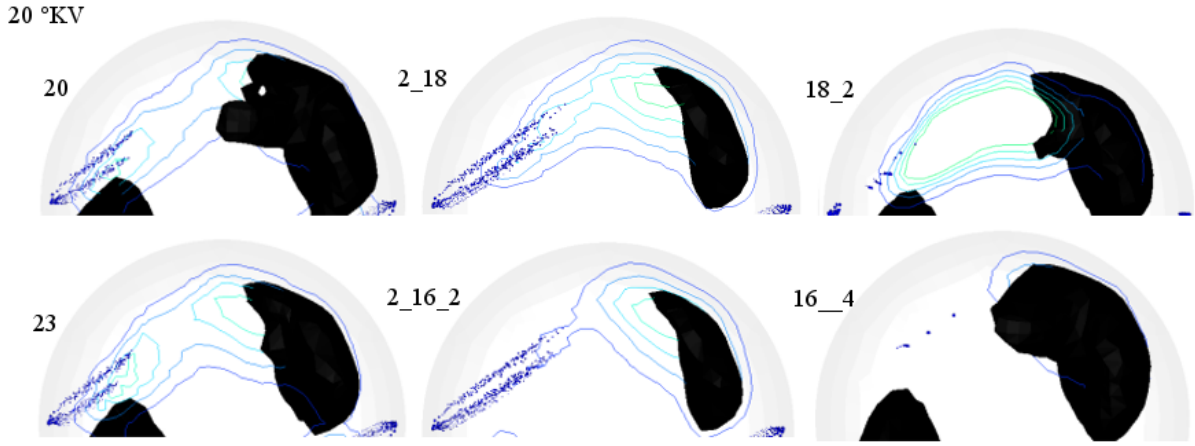
Na slikama 5.51 do 5.53 prikazan je mlaz goriva i isolinije konstantnog masenog udjela goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg te isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3 za trenutke 7, 14 i 20 °KV. Pri 7 °KV mogu se primijetiti kod slučajeva s predubrizgavanjem, 2_18 i 2_16_2, krupne kapi na vrh mlaza. Razlog tome što je kod ovih slučajeva upravo započela druga faza ubrizgavanja a početne su kapi uvijek krupnije. Također kod ovih slučajeva primjećuje se da postoji samo jedna isolinija. Ovo je isolinija masenog udjela od 0.01 kg/kg. To znači da je za ove slučajeve vrlo niska lokalna koncentracija goriva u ovom trenutku. Kod ovih slučajeva glavnina goriva se ubrizgava tek kasnije pa se svi procesi odgađaju. Najviša se koncentracija goriva postiže za slučaj 18_2 što se vidi po vrlo gusto postavljenim isolinijama. Prvo područje s volumnim udjelom čađe od 0.0005 cm^3/cm^3 se pojavljuje za slučaj 23 pri 7 °KV. Kod 14 °KV se područje volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3 razvija kod svih slučajeva, s time da kod slučajeva s predubrizgavanjem zauzima tek malo područje i tek se počinje razvijati. Kod ostalih slučajeva ovo područje zauzima istu poziciju i sličan volumen. Čini se da je kod slučaja s dužim ubrizgavanjem, 23, ipak nešto manje, iako je tvorba počela najprije za ovaj slučaj. U trenutku 20 °KV područje čađe je razvijeno za sve slučajeve ubrizgavanja. Ovo područje zauzima nešto manji volumen za slučajeve s predubrizgavanjem. Može se primijetiti i kako u slučajevima 18_2 i 16__4 nema mlaza jer je upravo nastupila pauza ubrizgavanja.



Slika 5.51: Kapljice goriva, isolinije masenih udjela pare goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg, isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3 za trenutak 7 °KV

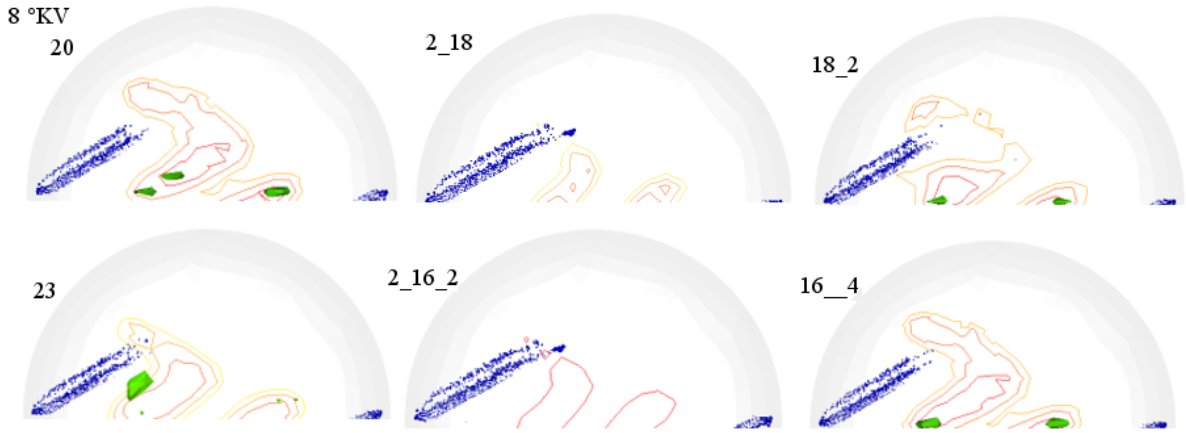


Slika 5.52: Kapljice goriva, isolinije masenih udjela pare goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg, isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3 za trenutak 14° KV

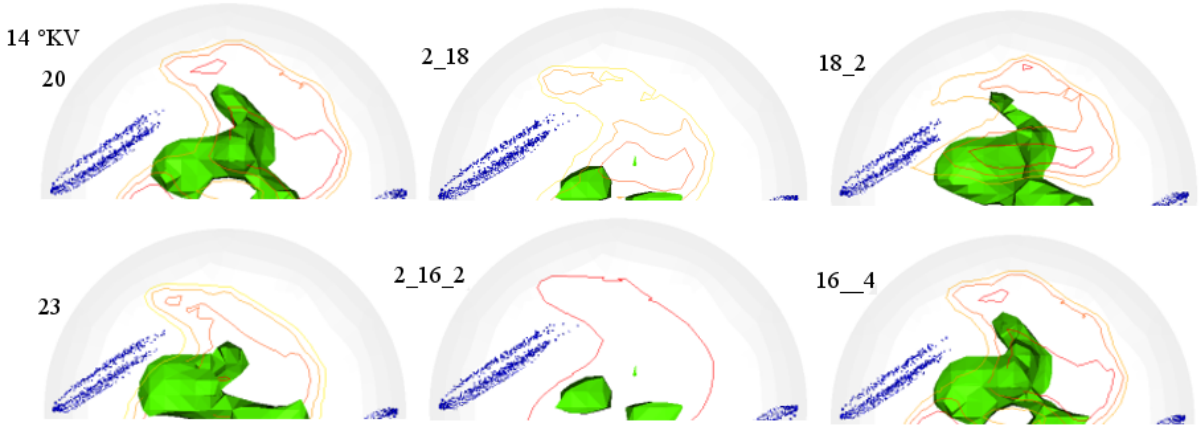


Slika 5.53: Kapljice goriva, isolinije masenih udjela pare goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg, isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3 za trenutak 20 °KV

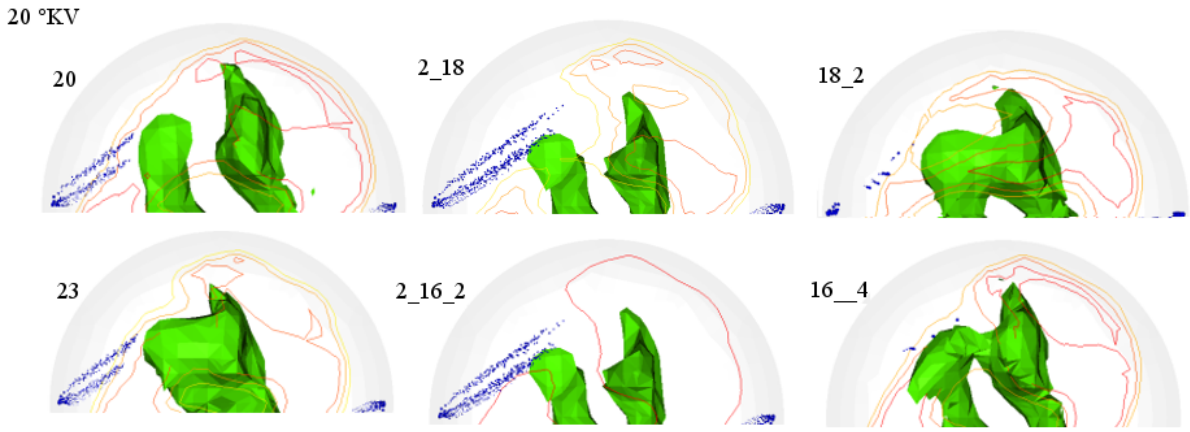
Na slikama 5.54 do 5.56 prikazan je mlaz, isolinije konstantne temperature od 2000, 2200 i 2400 K i isoploha konstantnog masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg/kg pri 8, 14 i 20 °KV. Na slici 5.54 vidi se da su pri 8 °KV u ovoj početnoj fazi karakteristični slučajevi s predubrizgavanjem. Područje visoke temperature kod ostalih slučajeva okružuje mlaz te se razvija ili s obiju strana te ispred mlaza ili samo sa strane mlaza. Kod slučajeva 2_18 i 2_16_2 visoka se temperatura u spomenutom trenutku razvija samo od mlaza prema središtu cilindra. Posebno je karakterističan slučaj 2_16_2 jer maksimalna postignuta lokalna temperatura ne dostiže 2200 K dok kod svih ostalih slučajeva premašuje 2400 K, što se vidi iz broja prikazanih isolinija temperature. Područja masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg/kg su se počela formirati za sve slučajeve bez predubrizgavanja. Kod 14 °KV se ovo područje razvija za sve slučajeve ubrizgavanja ali je to područje najviše ograničeno za slučajeve s predubrizgavanjem. Temperature su također najniže za ove slučajeve, naročito za slučaj 2_16_2. Širenje područja dušikovog monoksida nastavlja se i kod 20 °KV. I tada se može primijetiti da je ovo područje manje za slučajeve s predubrizgavanjem goriva te da je temperatura kod slučaja 2_16_2 niža nego kod ostalih slučajeva.



Slika 5.54: Kapljice goriva, isolinije konstantne temperature 2000, 2200, 2400 K, isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg/kg za trenutak 8 °KV



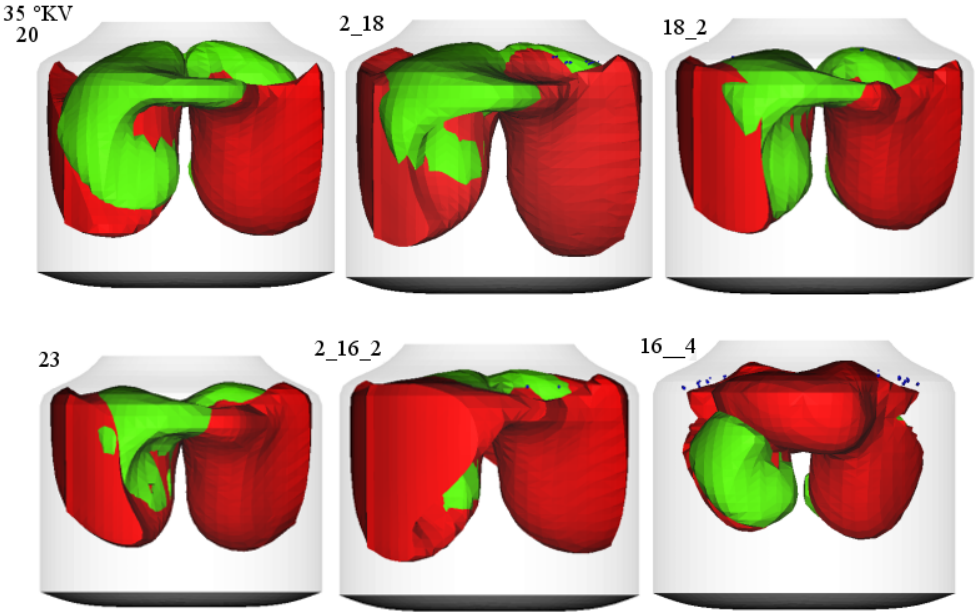
Slika 5.55: Kapljice goriva, isolinije konstantne temperature 2000, 2200, 2400 K, isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg/kg za trenutak 14 °KV



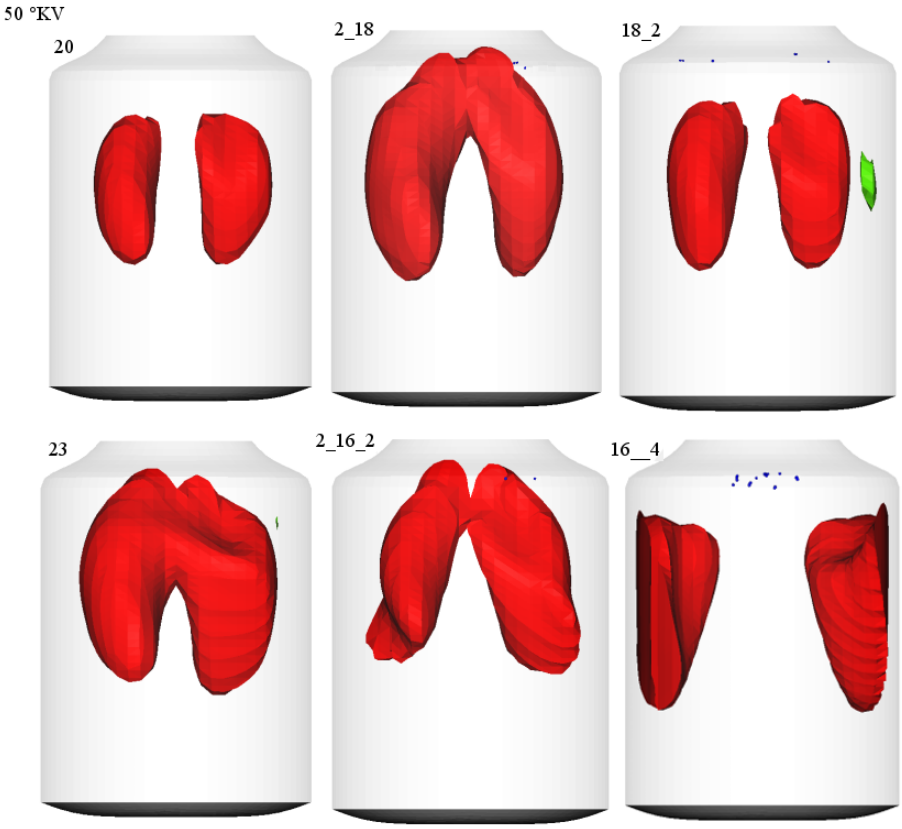
Slika 5.56: Kapljice goriva, isolinije konstantne temperature 2000, 2200, 2400 K, isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg/kg za trenutak 20 °KV

Na slici 5.57 prikazane su isoploha temperature od 2000 K (crveno) te isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.004 kg/kg (zeleno) pri 35 °KV. U ovom se trenutku čini da su područja obuhvaćena opisanim isoplohama vrlo slična. Čak se čini da su kod slučajeva s predubrizgavanjem, kod kojih su u ranijim fazama bila znatno manja, ova područja u ovoj fazi veća. To se objašnjava na način da su se kod ovih slučajeva svi procesi pomaknuli prema kasnije jer je ubrizgavanje kasnije završilo. Slučaj s kasnim naknadnim ubrizgavanjem, 16__4, rezultira najmanjim područjima visoke temperature i koncentracije dušikovog oksida iako je kod njega upravo završilo naknadno ubrizgavanje što se vidi po zaostalim kapljicama u domeni.

Na slici 5.58 prikazana je ista analiza za trenutak 50 °KV. Područje visoke temperature je najmanje za kontinuirano ubrizgavanje u trajanju 20 °KV. To se objašnjava činjenicom da je najprije završilo, pa se je područje visoke temperature stiglo najviše ohladiti uslijed ekspanzije. Jedino za slučaj 18_2 je još vidljivo područje s dušikovim monoksidom. Za slučaj s kasnim naknadnim ubrizgavanjem, 16__4, područje visoke temperature se nalazi niže nego kod ostalih slučajeva i u doticaju sa stjenkom cilindra.



Slika 5.57: Područje temperature od 2000 K (crveno) te masenog udjela dušikovog monoksida od 0.004 kg/kg (zeleno) pri 35 °KV



Slika 5.58: Područje temperature od 2000 K (crveno) te masenog udjela dušikovog monoksida od 0.004 kg/kg (zeleno) pri 50 °KV

Na slikama 5.59 do 5.65 prikazane su srednje vrijednosti veličina koje omogućuju uvid u karakteristike procesa za sve analizirane strategije ubrizgavanja.

Na slici 5.59 prikazan je maseni udio isparenog goriva u cilindru. Tijek krivulja jasno odražava strategiju ubrizgavanja jer vrijednost srednjeg masenog udjela goriva raste dok traje ubrizgavanje, a pada uslijed izgaranja kada ubrizgavanje prestane. Tako se kod slučajeva s višestrukim ubrizgavanjem može uočiti više maksimuma (pikova). Maksimalna postignuta vrijednost je za slučaj 2_18.

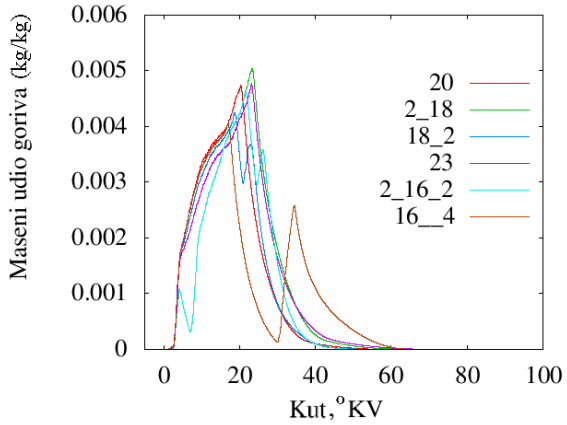
Na slici 5.60 prikazana je brzina oslobađanja topline. Ovaj dijagram također jasno odražava strategije ubrizgavanja jer se primjećuje kako slučajevi s višestrukim ubrizgavanjem imaju isprekidan tijek oslobađanja topline.

Na slici 5.61 prikazan je tlak u cilindru. Najviši tlak se postiže za slučajeve kod kojih se veća količina goriva ubrizgava u ranijoj fazi odnosno slučajeve 20 te 16__4. Nešto nižim tlakom rezultira slučaj 18_2. Slučaj kod kojeg ubrizgavanje traje 23 °KV rezultira još nešto nižim tlakom zato što se ista masa goriva ubrizgava kroz duži vremenski period. Slučajevi 2_16_2 te 2_18 rezultiraju najnižim maksimalnim tlakom jer kada je najmanji volumen cilindarskog prostora umjesto ubrizgavanja glavne mase goriva imamo ubrizgavanje samo 20% količine.

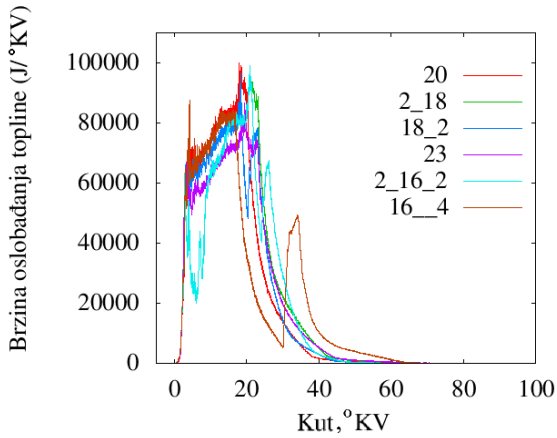
Na slici 5.62 prikazana je srednja temperatura u cilindru. Najviša se temperatura postiže za slučajeve 20 i 18_2. Za slučaj s kasnim naknadnim ubrizgavanjem postiže se najniža maksimalna temperatura te se može primijetiti kako za ovaj slučaj imamo 2 odvojena maksimuma temperature. Maksimum temperature je pomaknut prema kasnije za slučaj 2_16_2.

Na slici 5.63 prikazana je tvorba dušikovog monoksida. Može se vidjeti da se za sve alternativne strategije ubrizgavanja postiže smanjenje masenog udjela dušikovog monoksida na kraju procesa, što je i očekivano jer su i temperature u cilindru smanjene. Ovo smanjenje je najizraženije za slučaj s kasnim naknadnim ubrizgavanjem za koji je i srednja temperatura u cilindru bila osjetno niža nego za ostale slučajeve.

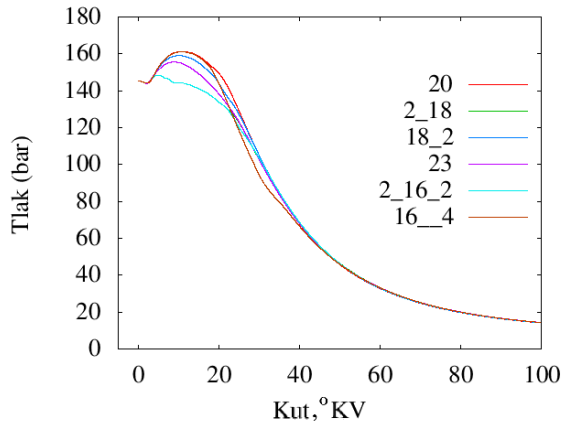
Na slici 5.64 prikazan je volumni udio čađe u cilindru. Osjetno smanjenje u odnosu na osnovno ubrizgavanje u trajanju od 20 °KV postiže se pomoću svih ostalih strategija ubrizgavanja. Slučajevi 2_18 i 2_16_2 su najefikasniji što se tiče smanjenja čađe na kraju procesa. Čini se da je konačno smanjenje rezultat smanjene tvorbe u početnoj fazi zahvaljujući pauzi ubrizgavanja. Teško je reći da li je manji konačni iznos čađe za slučaj 2_16_2 rezultat ubrzavanja oksidacije uslijed naknadnog ubrizgavanja ili jednostavno manje tvorbe u fazi glavnog ubrizgavanja. Slučaj s kasnim naknadnim ubrizgavanjem, 16__4 također postiže dobar rezultat ali čini se da kasno naknadno ubrizgavanje ne ubrzava oksidaciju već naprotiv, sudjeluje u tvorbi kao što to sugerira deformacija krivulje u kasnoj fazi, oko 40 °KV.



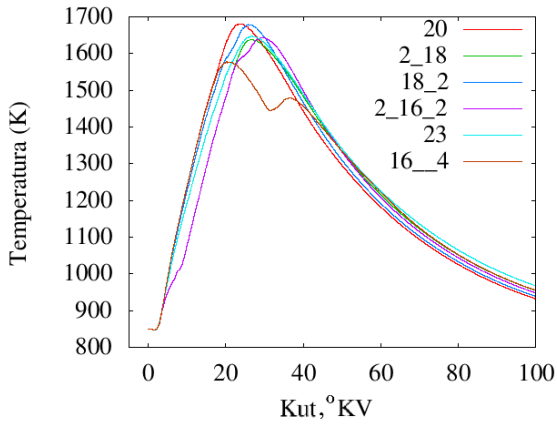
Slika 5.59: Utjecaj strategije ubrizgavanja na maseni udio pare goriva



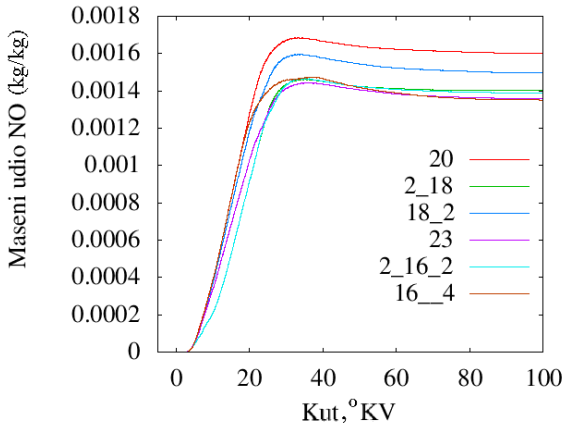
Slika 5.60: Utjecaj strategije ubrizgavanja na oslobađanje topline



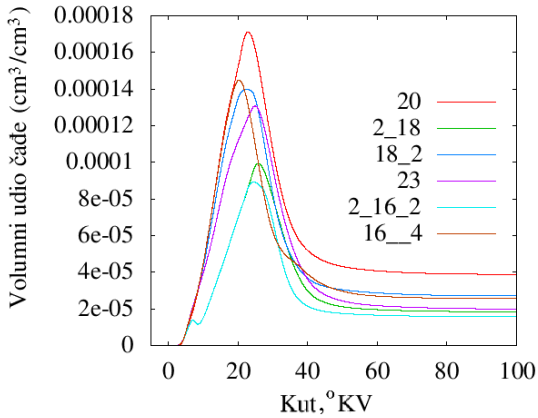
Slika 5.61: Utjecaj strategije ubrizgavanja na tlak



Slika 5.62: Utjecaj strategije ubrizgavanja na temperaturu



Slika 5.63: Utjecaj strategije ubrizgavanja na tvorbu dušikovog monoksida



Slika 5.64: Utjecaj strategije ubrizgavanja na tvorbu čađe

U tablici 5.9 prikazan je sažetak utjecaja različitih strategija ubrizgavanja na emisije. Vidi se da najbolje rezultate po pitanju smanjenja emisija čađe daju upravo strategije za koje je i smanjenje indiciranog rada najveće. Može se zaključiti da je za smanjenje emisije čađe i/ili dušikovih oksida potrebno donekle smanjiti stupanj djelovanja, čime se povećava emisija ugljičnog dioksida.

Tablica 5.9: Sažetak utjecaja različitih strategija ubrizgavanja na emisije

Strategija	**NO (kg/kg)**	**NO relativno**	**Čađa (cm^3/cm^3)**	**Čađa relativno**	**Indicirani rad (KJ)**	**Indicirani rad relativno**
20	0.00160345	-	$3.8832 \cdot 10^{-5}$	-	1830.5	
2_18	0.00140321	-12.5 %	$1.8372 \cdot 10^{-5}$	-52.7%	1795.1	-1.93 %
18_2	0.00149734	-6.6 %	$2.7025 \cdot 10^{-5}$	-20.4 %	1822.4	-0.44 %
23	0.00135831	-15.3 %	$1.988 \cdot 10^{-5}$	-48.8%	1808.6	-1.20 %
2_16_2	0.00138817	-13.4 %	$1.5688 \cdot 10^{-5}$	-59.6 %	1794.3	-1.98 %
16__4	0.00135073	-15.8 %	$2.5548 \cdot 10^{-5}$	-34.2 %	1796.6	-1.85 %

Međutim, za potpuno razumijevanje efekata višestrukog ubrizgavanja trebalo bi analizirati mnoge parametre među kojima su broj ubrizgavanja, trajanje faza, trajanje vremenskog razmaka među fazama i različita masa goriva ubrizgana po pojedinim fazama. Upitno je dali je model dovoljno detaljan da obuhvati ovako fine pojave, ali se može zaključiti kako se izmjenom strategije ubrizgavanja može postići efikasno smanjenje čađe na kraju procesa.

5.8 Zbirni komentari primjene modela na brodskom motoru

Nakon razvoja i validacije modela izvršene su numeričke simulacije brodskog motora. Najprije je razvijena serija mreža različitih karakteristika kako bi se zadovoljile specifičnosti velikih brodskih motora. Mreže koje obuhvaćaju kut od 180° su se pokazale neprikladne zbog pogreške koju uzrokuju u proračunu prilikom povezivanja cikličkih rubnih uvjeta. Uslijed ove pogreške proračun se prekida. Strukturirana mreža s radijalno usmjerenim ćelijama je ocijenjena neprikladnom jer ima velike ćelije na mjestu ubrizgavanja, a male u centru, gdje nisu potrebne. Strukturirane mreže s ćelijama usmjerenim poput mlaza su rezultirale prebrzim prodorom i preuskim mlazom, naročito ako imaju visoku rezoluciju (puno ćelija). Mreže s vrlo velikim brojem ćelija su se pokazale neprikladne radi predugog trajanja proračuna. Također je primijećen problem nedostatnog zadovoljavanja svih parametara korištenih za procjenu rezultata. Naime, ponekad bi se dobila dobra krivulja tlaka u cilindru ali bi oblik mlaza bio nerealan ili obrnuto. Nakon analize je zaključeno da je najbolje rješenje nestrukturirana mreža jer predstavlja najbolji kompromis što se tiče krivulje tlaka, oblika mlaza, trajanja proračuna i kompleksnosti izrade. Razvijena je nestrukturirana mreža s a 45000 ćelija za motor Wärtsilä RT-flex50 za koji su provedene daljnje analize.

Nakon primjene postavki modela mlaza koje su definirane prilikom validacije na komori konstantnog volumena primijećeno je da one rezultiraju presitnim kapljicama te su korigirani početni promjer kapljica i koeficijent B1. Također je primijećeno kako se pare goriva usmjeruju previše prema središtu, dolazi do preklapanja mlazova iz sapnica, a okolni zrak ostaje neizmješan s gorivom. Kako bi se ispravio ovaj nedostatak, korigirane su mase goriva koje se ubrizgavaju kroz pojedinu rupicu svakog rasprskača te je dobiveno efikasnije i realnije pokrivanje čitavog volumena cilindra mlazovima. Zatim je primijenjen novorazvijeni model teškog goriva. Izvršena je usporedba simulacije procesa s teškim gorivom, s $C_{16}H_{34}$ te s IDEA gorivom. Za teško gorivo se dobije sporije isparivanje i izgaranje, niži tlak i temperatura procesa i niže emisije. Razlog nižim emisijama se pripisuje nižim temperaturama procesa. Također je izvršena usporedba rezultata s eksperimentalnim mjerenjima te je postignuto vrlo dobro poklapanje tlaka u cilindru i odlično poklapanje s mjerenjima dušikovih oksida. Simulirana emisija čađe je različitog reda veličine od izmjerene pa rezultate tvorbe čađe treba koristiti samo za analizu trendova.

Nakon korigiranja modela za veliki brodski motor, izvedene su serije simulacija s različitim strategijama za smanjenje emisija. Prvo su izvedene simulacije sa smanjenom temperaturom ispirnog zraka i potvrdila se je pretpostavka da je ovo efikasna metoda za smanjenje dušikovih oksida. (Neočekivani rezultat je da se prema simulaciji postiže i smanjenje emisije čađe ali je dano logično pojašnjenje te pojave.) Zatim je primijenjena recirkulacija ispušnih plinova. Ova se je metoda pokazala još efikasnijom u smanjenju dušikovih oksida uz istovremeno malo smanjenje emisije čađe i minimalno smanjenje stupnja djelovanja. Na kraju je izvedena serija simulacija s različitim strategijama ubrizgavanja. Ove su strategije namijenjene prvenstveno smanjenju emisije čađe što su rezultati i potvrdili jer je smanjenje emisije čađe potvrđeno kod svih slučajeva te je značajnije nego kod drugih metoda, a smanjenje emisije dušikovih oksida je manje izraženo. Ubrizgavanje u više navrata ili u većem trajanju rezultira i smanjenjem indiciranog rada.

Može se reći da su rezultati izvedenih simulacija previše optimistični, ali potvđuju djelotvornost opisanih i simuliranih strategija.

6. Zaključak

U radu je razvijen model velikog brodskog motora. Pritom je korišten paket alata za računarsku mehaniku fluida OpenFOAM.

OpenFOAM se je pokazao kao odlična platforma za razvoj ovakvog modela iz više razloga. Kod njega su dobro riješeni osnovni algoritmi koji omogućuju primjenu metode konačnih volumena. Korisnik se ne treba baviti temeljnim dijelovima poput diskretizacije diferencijalnih jednadžbi ili razvojem rješavača sustava jednadžbi. Na taj je način puno lakše složiti kompleksan 3D model motora nego da se kreće od samog početka s vlastitim kodom. Otvorenost koda omogućuje uvrštavanje vlastitih modela i modifikaciju postojećih što omogućuje razvoj modela za specifične probleme kao što je to veliki brodski motor. Ova karakteristika je velika prednost u usporedbi s komercijalnim kodom. Dokumentacija i podrška je slabija nego kod komercijalnih programa ali je zato vrlo razvijena suradnja među korisnicima preko internetskih foruma i osobnih kontakata.

Razvijen je model teškog goriva zbog velikih razlika u odnosu na obično dizelsko gorivo, kakvo se koristi u uobičajenim simulacijama motora. Ovo je vrlo bitno jer se je pokazalo da gorivo ima snažan utjecaj na parametre mlaza, na proces izgaranja i na emisije štetnih tvari. Stoga se može zaključiti da je kod analiza procesa izgaranja gdje se primjenjuje specifično gorivo važno posvetiti pažnju svojstvima goriva. Ovo nije uvijek jednostavno jer je gorivo karakterizirano mnogim svojstvima koja ovise o temperaturi, stanju i tlaku. Do ovih svojstava nije lako doći jer ih je za uvjete kakvi se javljaju prilikom procesa u motoru teško uopće mjeriti, a literatura i istraživanja na ovu temu su vrlo rijetki.

Modificiran je model za čađu prema Fusco i sur. te uvršten u OpenFOAM. Ovaj model se je, nakon modifikacija, pokazao vrlo stabilnim te rezultira uvijek karakterističnom krivuljom koja je rezultat intenzivne tvorbe čađe u prvoj fazi te djelomične oksidacije u drugoj fazi. Također, model je pokazao dobru prostornu i vremensku raspodjelu koncentracije čađe u usporedbi s drugim modelima i s eksperimentalnim mjerenjem na komori izgaranja konstantnog volumena. Nakon dodavanja članova za korekciju tlaka u pojedine jednadžbe modela, znatno bolje reagira na promjenu tlaka. Što se tiče apsolutne vrijednosti, razina čađe se je pokazala sasvim drugog reda veličine u usporedbi s podacima mjerenim na izlazu iz motora. Također je primijećena velika razlika između simulacija na komori, na vozilskom i brodskom motoru. Međutim treba imati na umu da je tvorba čađe vrlo kompleksan fenomen i da postoje nesigurnosti i kod mjerenja i kod korelacija različitih metoda mjerenja. Stoga se smatra da je razvijeni model ipak koristan za procjenu trendova kod tvorbe čađe u različitim uvjetima.

Modeli su testirani najprije na komori konstantnog volumena. Najprije se je analiza ograničila na mlaz bez izgaranja. Pomoću korištenog modela blob-KH-RT moguće je postići odlično podudaranje s eksperimentalnim mjerenjima, naročito uz korištenje mreže karakteristične dimenzije ćelije od 1 mm. Kod simulacije izgaranja je uočen izrazit utjecaj korištenog sustava kemijskih jednadžbi. Zaključuje se da je za primjenu u ovom radu najbolji odabir shema koja prati 15 kemijskih sastojaka. Ovakav odabir je kompromis između točnosti rezultata i trajanja proračuna.

Zatim su modeli testirani na vozilskom motoru. Mreža karakteristične dimenzije ćelije oko 1 mm te kemijska shema koja prati 15 sastojaka su se i ovdje pokazali kao najbolji izbor. Prilikom simulacije različitih radnih točaka postignuto je umjereno dobro slaganje tlaka u cilindru s eksperimentalno izmjerenim tlakom. Mogući razlog može biti neprecizno definiran tijek tlaka ubrizgavanja. Za točniju definiciju bilo bi potrebno točnije mjerenje koje uključuje tlak u rasprskaču i podizaj igle. Ipak postignuti su vrlo dobri trendovi promjene emisije dušikovog monoksida i čađe uslijed promjene režima rada. Analiza utjecaja kuta mlaza u odnosu na horizontalu rezultirala je promjenama u procesu. Ovaj primjer pokazuje da 3D model omogućuje analizu geometrijskih karakteristika modela. Na vozilskom motoru je još provedena simulacija različitih strategija ubrizgavanja. Pokazalo se da je pomoću ovakvih strategija moguće postići smanjenje čađe ili dušikovih oksida ali po cijenu smanjenja indiciranog rada po procesu uz istu ubrizganu masu goriva, odnosno smanjenja stupnja djelovanja.

Što se tiče simulacija velikog brodskog motora primijećen je velik utjecaj proračunske mreže. Kod nekih mreža se postiže bolje poklapanje tlaka s eksperimentalnim, a kod nekih realniji izgled mlaza goriva. U svakom slučaju ćelije su mnogo veće od spomenutih 1 mm, jer kada bi se koristile ćelije tih dimenzija bilo bi potrebno nekoliko milijuna ćelija što bi zahtijevalo prevelike kompjuterske resurse. Kao moguće rješenje ovog problema moglo bi se razviti sistem adaptivnog povećanja broja ćelija (Adaptive Mesh Refinement) pri čemu se ćelije automatski dijele na sitnije u području gdje se detektiraju najveći gradijenti. Zaljučeno je da je najbolje rješenje nestrukturirana mreža sa oko 50 000 ćelija koja obuhvaća 360°. Zatim je primijećeno da postavke mlaza korištene na komori izgaranja konstantnog volumena ne daju dobre rezultate na velikom motoru. Premale kapljice odmah ispare. Veličina kapljica je korigirana pomoću početnog promjera i koeficijenta B_1. Smjernica da se koriste početne kapljice reda veličine promjera sapnice rezultiraju kapljicama koje presporo isparavaju. Između tih krajnosti korištena je srednja veličina kapljica. Uz kapljice ovakvih dimenzija je ostala pojava da se nakon početne ispravne orijentacije mlazova u obliku lepeze, vrlo brzo kapljice usmjere u istom smjeru. Uočeno je i da se oblak pare goriva usmjeri previše prema sredini pa dođe do preklapanja mlazova iz dva rasprskača. Stoga je korigirana masa goriva koja izlazi iz pojedinih rupica kako bi se dobila realnija raspodjela pare goriva po prostoru i bolje miješanje sa zrakom. Može se zaključiti da se model mlaza drukčije ponaša u domeni ovih dimenzija te s ovakvom mrežom nego u uobičajenim, manjim domenama. Model je osjetljiv na geometrijsku orijentaciju i na promjenu mase po rupicama. Uz promjenu parametara mlaza ipak je moguće postići zadovoljavajući oblik mlaza i karakteristike isparivanja. S primjenom novorazvijenog modela teškog goriva, odabranom mrežom i opisanim postavkama mlaza postignuto je vrlo dobro poklapanje tlaka u cilindru s eksperimentalnim i odlično podudaranje emisije dušikovih oksida. Razina čađe se razlikuje za red veličine.

Konačno, razvijeni model je primijenjen na analizu mogućnosti smanjenja emisija. Izvršena je serija simulacija procesa sa smanjenom temperaturom ispirnog zraka. Postignuto je očekivano smanjenje emisije dušikovih oksida i smanjenje emisije čađe. Izvršena je serija simulacija s recirkulacijom ispušnih plinova. Postignuto je vrlo veliko smanjenje emisije dušikovih oksida i određeno smanjenje emisije čađe. U ovom slučaju zabilježeno je i smanjenje indiciranog rada po procesu. Smanjenje emisija u svim situacijama je preoptimističan rezultat, naročito u mjeri postignutoj s recirkulacijom ispušnih plinova. Motori na tržištu su optimizirani do vrlo

visoke razine, pa bi vjerojatno bilo teško postići ovako dobre rezultate.

Osim opisanih metoda postoje još i metode koje se temelje na ubrizgavanju vode u cilindar ili u ispirni zrak radi smanjenja temperature. Također postoje metode naknadnog smanjenja polutanata pomoću filtera i sustava selektivne katalitičke redukcije, ali ti sustavi ovdje nisu obrađeni jer je naglasak bio na smanjenju emisija u cilindru.

Prilikom razvoja modela analiziran je utjecaj samo nekih parametara. Moglo se je analizirati još čitav niz, kao što su detalji vezani za model turbulencije, model isparivanja ili simulaciju polja strujanja uslijed ispiranja cilindra. Smatra se da su se ipak obradili glavni utjecajni faktori vezani uz tvorbu polutanata te su dobivene smjernice o mogućem daljnjem smanjenju emisija.

Doprinos ovog rada je činjenica da su metode i modeli koje se primjenjuju na dizelskim motorima reda veličine cilindra 1 dm^3 po cilindru primijenjene na motoru reda veličine 430 dm^3 po cilindru. Za postizanje toga bilo je potrebno modificirati mnoge postavke i razviti nove dijelove modela.

Za daljnje istraživanje bilo bi potrebno riješiti problem usmjerenja mlaza. Jedan od mogućih načina je razvoj modela s adaptivnom geometrijom mreže, rezolucija koje se povećava u području maksimalnih gradijenata. Također, potrebno je posvetiti dodatnu pozornost svojstvima goriva jer ona imaju velik utjecaj na proces izgaranja. Ipak, najveće nesigurnosti pokazao je model čađe koji zahtijeva daljnji razvoj.

Popis literature

[1] Bernečić, D.: *Analiza suvremenih sistema ubrizgavanja i sistema upravljanja ispušnim ventilom na sporohodnim brodskim motorima*, Magistarski rad, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2005.

[2] *www.manbw.com* - internet stranice proizvođača motora

[3] Tao, F.: *Numerical Modeling of Soot and NOx Formation in Non-Stationary Diesel Flames with Complex Chemistry*, PhD Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, 2003.

[4] Hellen, G., Ristimaeki, J.: *Particulate emissions of residual fuel operated diesel engines - background, particulate size distributions, measurement methods and potential abatement measures*, 25th CIMAC Congress, Paper no. 56, Wien 2007.

[5] Heywood, J.B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, Inc., 1988.

[6] Kasper, A., Aufdenblatten, S., Forss, A., Mohr, M., Burtscher, H.: *Particulate Emissions from a Low-Speed Marine Diesel Engine*, Aerosol Science and Technology, Volume 41, Issue 1, 24 - 32, 2007.

[7] Škifić, N.: *Analiza utjecajnih parametara opreme na značajke dizelskog motora*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2003.

[8] Arrègle, J., Pastor, J. V., López J.J., García A.: *Insights on postinjection-associated soot emissions in direct injection diesel engines*, Combustion and Flame 154, 448–461, 2008.

[9] Pickett L. M., Siebers D. L.: *Fuel effects on soot processes of fuel jets at DI diesel conditions*, SAE Paper 2003-01-3080, 2003.

[10] Pickett L. M., Siebers D. L.: *Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density, and injection pressure*, Combustion & Flame 138, 114-135, 2004.

[11] Idicheria C. A., Pickett L. M.: *Soot formation in diesel combustion under high-EGR conditions*, SAE Paper 2005-01-3834, 2005.

[12] Kralj, Č.: *Numerical simulation of diesel spray process,* PhD Thesis, Imperial College, London, 1995.

[13] Kashdan, J. T., Thirouard, B.: *Comparison of Combustion and Emissions Behaviour between Optical and Metal Single-Cylinder Diesel Engines*, SAE Paper 2009-01-1963, 2009.

[14] Heider, G., Woschni, G., Zeilinger, K.: *2-Zonen Rechenmodell zur Vorausrech- nung der NO-Emission von Dieselmotoren*, MTZ 59, 770-775, 1998.

[15] Wallace, F. J.: *Vergleich des Gleichdruck und Stossaufladeverfahrens bei der Abgasturboaufladung von Dieselmotoren mit hohem Aufladedruck*, MTZ 25, 196-201, 1964.

[16] Reisacher, J.: *Berechnung des Betriebsverhaltens von Abgasturboaufgeladenen Dieselmotoren unter geänderten Betriebsbedingungen*, MTZ 27, 411-419, 1966.

[17] Ryti, M.: *Ein Rechenprogramm für den Ladungswechsel Aufgeladener Dieselmotoren*, Brown Bovery Mitteilungen 8, 429 -439, 1968.

[18] Medica, V.: *Simulation of turbocharged diesel engine driving electrical generator under dynamic working conditions*, PhD Thesis, University of Rijeka, Rijeka, 1988.

[19] Mrakovčić, T.: *Osnivanje i vođenje brodskog pogonskog postrojenja primjenom numeričke simulacije*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2003.

[20] Katrašnik, T.: *Numerical modeling of transient processes in a turbocharged diesel engine*, PhD Thesis, University of Ljubljana, Ljubljana, 2004.

[21] Račić, N.: Simulacija rada brodskog propulzijskog sustava sa sporohodnim dizelskim motorom u otežanim uvjetima , Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2008.

[22] Papandopoulos, S: *Reduktion der Stickoxidemissionen des direkteispritzenden Dieselmotors durch Dieselölwasseremulsionen bzw. Wassereinspritzung*, Dissertation, ETH Zürich, 1987.

[23] Stiesch, G.: *Phänomenologisches Multizonen-Modell der Verbrennung und Shadestoffbildung im Dieselmotor*, Dissertation, TU Hannover, 1999.

[24] Gosman, A. D., Pun, W.N., Runchal, A.K., Spalding, D., Wolfshtein,M.: *Heat and mass transfer in recirculating flows*, Academic Press. 1969.

[25] Patankar S.V.: *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, USA, 1980.

[26] Versteeg H. K., Malalasekera W.: *An introduction to computational fluid dynamics - The finite volume method*, Longman Group Ltd., Essex, 1995.

[27] Diwaker, R., Anderson, J.D., Griffin, M.D., Jones, E.: *Invishid solutions of the flowfield in an internal combustion engine*, AIAA Journal 14, 1976.

[28] Watkins, A.P.: *Flow and heat transfer in piston/cylinder assemblies*, Doktorska disertacija, Imperial College, University of London, 1977.

[29] Amsden A.A., Ramshaw, P.J., O'Rourke, P.J., Dukowicz, J.K.: KIVA: *A computer Program for Two- and Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays*, Los Alamos National Laboratory report LA-10245-MS, 1985.

[30] Amsden, A. A., Butler, T. D., O'Rourke, P. J.: *The KIVA-II Computer Program for Transient Multidimensional Chemically Reactive Flows with Sprays*, SAE Paper 872072, 1987.

[31] Amsden, A. A.: *KIVA-3: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries*, Los Alamos National Laboratory report LA-12503- MS, 1993.

[32] Amsden A.A.: KIVA-3V: *A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves,* Los Alamos National Laboratory report LA-13313-MS, 1997.

[33] *http://www.opencfd.co.uk/openfoam/* - internet stranice programa OpenFOAM

[34] Jasak, H., Weller, H., Nordin, N.: *In-Cylinder CFD Simulation Using a C++ Object-Oriented Toolkit*, SAE Paper 2004-01-0110, 2004.

[35] Nordin, N.: *Complex Chemistry Modelling of Diesel Spray Combustion*, Doktorska disertacija, Chalmers University of Technology, Göteborg, 2001.

[36] Reitz, R. D., Bracco, F.D.: *On the Dependence of Spray Angle and Other Spray Parameters on Nozzle Design and Operating Conditions*, SAE Paper 790494, 1979.

[37] O'Rourke, P. J., Amsden, A. A.: *The Tab Method for Numerical Calculation of Spray Breakup*, SAE Paper 872089, 1987.

[38] Reitz, R. D.: *Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays*, Atomization and Spray Technology 3, 309–337, 1987.

[39] Baumgarten, C.: *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.

[40] Lucchini, T., D'Errico, G., Jasak, H., Tuković, Ž.: *Automatic Mesh Motion with Topological Changes for Engine Simulation*, SAE Paper 2007-01-0170, 2007.

[41] Golovitchev, V.I., Nordin, N., Jarnicki, R., Chomiak, J.: *3-D Diesel Spray Simulations Using a New Detailed Chemistry Turbulent Combustion Model*, CEC/SAE International Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition, Paris, 2000.

[42] Tao, F.: *Numerical Modeling of Soot and NOx Formation in Non-Stationary Diesel Flames with Complex Chemistry* , PhD Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, 2003.

[43] Weisser, G. A.: *Modelling of Combustion and Nitric Oxide Formation for Medium-Speed DI Diesel Engines: A Comparative Evaluation of Zero- and Three-Dimensional Approaches*, PhD Thesis, Swiss federal institute of technology, ETH Zürich, 2001.

[44] Zeldovich, Y. A.: T*he Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions*, Acta Physicochim. URSS 21: 577-628, 1946.

[45] Lavoie, G. A., Heywood, J. B., Keck, J. C.: *Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines*, Combustion Science Technology 1, 313-326, 1975.

[46] Hiroyasu, H., Kadota, T.: *Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engine*, SAE Paper 760129, 1976.

[47] Moss, J. B., Stewart, C. D., Young, K. J.: *Modeling Soot Formation and Burnout in a High Temperature Laminar Diffusion Flame Burning under Oxygen-Enriched Conditions*, Combustion and Flame 101: 491-500, 1995.

[48] Fusco A., Knox-Kelecy A.L., Foster D.E.: *Application of a Phenomenological Soot Model to Diesel Engine Combustion*, International Symposium COMMODIA 94, Paper C94_571, 57-576, 1994.

[49] *https://share.sandia.gov/ecn/index.php* - internet stranice Engine Combustion Network

[50] Molero de Blas, L. J.: *Pollutant formation and interaction in the combustion of heavy liquid fuels*, PhD Thesis, University of London, godina nepoznata

[51] Kyriakides, N., Chryssakis, C., Kaiktsis, L.: *Influence of Heavy Fuel Properties on Spray Atomization for Marine Diesel Engine Applications*, SAE Paper 2009-01-1858, 2009.

[52] Reid, R. C., Prausnitz, J. M, Poling, B.E.: *The Properties of Gases and Liquids*, McGraw-Hill Book Company, International Edition, 1988.

[53] *http://www.nist.gov/srd/nsrds.htm* - internet stranice National Standard Refference Data System

[54] Patel, A., Kong, S., Reitz, R. D.: *Development and Validation of a Reduced Reaction Mechanism for HCCI Engine Simulations*, SAE Paper 2004-01-0558, 2004.

[55] Tao, F., Sprinivas, S., Reitz, D. R., Foster, E., D.: *Current status of soot modeling applied to diesel combustion simulations*, International Symposium COMMODIA 2004, Paper A7-2-060, 2004.

[56] Roditcheva, O.V.,Bai X.S.: *Pressure effects on soot formation in turbulent diffusion flames*, Chemosphere, Vol. 42, 811-821, 2001.

[57] D'Errico, G., Ettorre, D., Lucchini, T.: *Simplified and Detailed Chemistry Modeling of Constant-Volume Diesel Combustion Experiments*, SAE Paper 2008-01-0954, 2008.

[58] Han, Z., Uludogan, A., Hampson, G. J., Reitz, R. D.: *Mechanism of Soot and Nox Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine*, SAE Paper 960633, 1996.

[59] Arrègle, J., Pastor, J.P., López, J. J., García, A.: *Insights on postinjection-associated soot emissions in direct injection diesel engines*, Combustion and Flame 154, 448-461, 2008.

[60] Imamori, Y., Endo, H., Sakaguchi, K., Yanagi, J.: *Development of combustion system in low speed two-stroke diesel engine using CFD*, 24th CIMAC Congress 2004, Paper no. 208, Kyoto, 2004.

[61] Takasaki, K., Tayama, K., Tanaka, H., Baba, S, Tajima, H., Strom, A.: *NOx Emission from Bunker Fuel Combustion*, 24th CIMAC Congress 2004, Paper no. 87, Kyoto, 2004.

[62] Svensson, K. I.: *Effects of fuel molecular structure and composition on soot formation in direct-injection spray flames*, PhD Thesis, Brigham Young University, Provo (USA), 2005.

[63] Stoffels, G.G.M.: *Nitric oxide in a diesel engine: laser-based detection and interpretation*, Thesis Katholieke Universiteit Nijmegen, 1999.

[64] Hong, S., Wooldridge, S. M., Im, G. H., Assanis N. D., Pitsch, D.: *Development and application of a comprehensive soot model for 3D CFD reacting flow studies in a diesel engine*, Combustion and Flame 143, 11-26, 2005.

[65] Tao, F., Golovitchev I. V., Chomiak, J.: *A phenomenological model for the prediction of soot formation in diesel spray combustion*, Combustion and Flame 136, 270-282, 2004.

[66] Tao, F., Sprinivas, S., Reitz, D. R., Foster, E., D.: *Comparison of Three Soot Models Applied to Multi-Dimensional Diesel Combustion Simulations*, JSME International Journal Series B, Vol. 48, No. 4, 671.- 678, 2005.

[67] http://www.openfoam.com/ - internet stranice programa OpenFOAM

[68] http://www.foamcfd.org/ - internet stranice programa OpenFOAM

[69] http://www.paraview.org/ -internet stranice programa Paraview

[70] Medica, V.: *Predavanja iz kolegija "Motori"*, Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, 2009.

[71] Lucchini, T. - privatna korespondencija

[72] Weisser, G. A. - privatna korespondencija

Popis simbola

[A]	mol/cm^3	Molarna koncentracija sastojka
A	-	Kemijski sastojak
A	m^2	Površina
a	m/s^2	Ubrzanje
A_k	[mol, cm, s]	Predeksponencijalni koeficijent
B_0	-	Koeficijent veličine novonastale kapljice
B_1	-	Koeficijent vremena raspada
[B_g]	mol/cm^3	Molarna koncentracija goriva
$C_{1\varepsilon}^*$		Konstanta modela turbulencije
$C_{2\varepsilon}$		Konstanta modela turbulencije
C_3	-	Koeficijent valne duljine
C_{BU}	-	Koeficijent duljine neraspadnute jezgre
C_D	-	Koeficijent otpora
C_{RT}	-	Koeficijent valne duljine u OpenFOAM-u (= C_3)
C_μ		Konstanta modela turbulencije
d	m	Promjer
D	m	Promjer
D		Funkcija disipacije
E	[J/mol]	Energija aktivacije
E_{ij}	m/s	Tenzor deformacije
F	N	Sila
h	J/(kg K)	Entalpija
I_0	-	Modificirana Besselova funkcija prve vrste
I_1	-	Modificirana Besselova funkcija prve vrste
k	razni	Konstanta brzina kemijske reakcije
k	w/(m K)	Koeficijent toplinske vodljivosti
k	-	Valni broj
k	m^2/s^2	Turbulentna kinetička energija
K_0	-	Modificirana Besselova funkcija druge vrste
K_1	-	Modificirana Besselova funkcija druge vrste
L	kg	Masa zraka
L_b	m	Duljina neraspadnute jezgre

MW	kg/kmol	Molarna masa
N	-	Broj
Nu		Nusseltov broj
n	mol	Količina tvari
p	Pa	Tlak
R	J/(mol K)	Opća plinska konstanta
Re		Reynoldsov broj
r	(mol/m^3 s)	Brzina reakcije
r	m	Polumjer, m
S	m^2	Površina
S	-	Izvorni član
Sch		Schmidtov broj
Sh		Sherwoodov broj
T	K	Temperatura
t	s	Vrijeme
T	-	Taylorov broj
u	m/s	Komponenta brzine
u	m/s	Brzina
$\boldsymbol{V}$	m/s	Vektor brzine
V	m^3	Volumen
v	m/s	Komponenta brzine
VR	-	Radikali čađe
w	m/s	Komponenta brzine
We	-	Webberov broj
x	m	Prostorna koordinata
x_A	-	Udio reaktivnog područja
Y	kg/kg	Maseni udio
y	m	Prostorna koordinata
z	m	Prostorna koordinata
Z	-	Ohnesorgeov broj
β	-	Eksponent temperature
Γ	m^2/s	Koeficijent difuzije
δ	-	Delta, razlika
Δ	-	Delta, razlika

ε	m^2/s^3	Brzina disipacije turbulentne kinetičke energije
λ	-	Pretičak zraka
ν	-	Stehiometrijski koeficijenti kemijskih reakcija
ν	m^2/s	Kinematska viskoznost
σ	N/m	Površinska napetost
σ_k		Konstanta modela turbulencije
σ_ε		Konstanta modela turbulencije
Φ		Funkcija disipacije
Φ	*kg/s*	Površinski tok
Λ	m	Valna duljina najbrže rastućeg vala
Ω	m/s	Brzina porasta najbrže rastućeg vala
λ	m	Valna duljina
μ	Pa s	Dinamička viskoznost
π	-	Ludolphov broj, 3.14159
ρ	kg/m^3	Gustoća
τ_{bu}	s	Vrijeme raspada
υ_{fR}	m^3/m^3	Volumni udio čađe
ω	m/s	Brzina rasta vala

Popis indeksa

0	Početni
A	Aktivacija
A, B, T, Z	Indeksi Nagle-Strickland-Constable modela oksidacije čađe
aero	Aerodinamički
b	Backward - reakcija razgradnje
bu	Raspad
cyl	Cilindar
f	Forward, formation - reakcija tvorbe
fu	Fuel - gorivo
g	Plinovito
h	Entalpija, energija

inj	ubrizgavanje
isp	isparivanje
k	kapljice
l	Tekuće
m	Prosječno
max	maksimalno
M*x*	Količina gibanja u smjeru x osi
M*y*	Količina gibanja u smjeru y osi
M*z*	Količina gibanja u smjeru z osi
new	Novi
nozzle	Sapnica
ox	Oksidacija
p	Particle - čestica
R	Russ, čađa (njem.)
r	Reakcije
rel	Relativno
st	Stehiometrijski
t	turbulentni
Y	Maseni udio sastojka

Popis kratica

0D	Nultodimenzijski
1D	Jednodimenzijski
3D	Trodimenzijski
B & W	Burmeister & Wein
BSU	Bosch Smoke Unit
CFD	Computational Fluid Dynamics - računalna mehanika fluida
CN	Cetanski broj
DMT	Donja mrtva točka
EGR	Ehhaust Gas Recirculation - recirkulacija ispušnih plinova
FSN	Filter Smoke Number
GMT	Gornja mrtva točka

HFO	Heavy fuel oil (teško gorivo)
KH	Kelvin-Helmholtz
KV	Koljenasto vratilo
MAN	Maschinenfabrik Augsburg Nürnberg
NHPT	n-heptane, C_7H_{16}
NIST	National Institute of Standards and Technology
NSC	Nagle-Strickland-Constable
NSRDS	National Standard Reference Data System
PAH	Polycyclic aromatic hydrocarbons - policiklički aromatski ugljikovodici
PaSR	Partially Stirred Reactors
PLII	Planar Laser Induced Incandescence
PM	Particulate matter - čestice
RNG	Re-Normalisation Group
RT	Rayleigh-Taylor
SCR	Selective catalytic reduction - selektivna katalitička redukcija
SMD	Sauterov srednji promjer, d32
TAB	Taylor Analogy Break-Up
teu	Twenty-foot equivalent unit
B & W	Burmeister & Wein
tdw	ton deadweight

Popis slika

1.1	Hamburg Express: kontejnerski brod 7500 teu nosivosti, dužine 320 m, širine 43 m gaza 14,5 m, maksimalne brzine 25 čvora, istisnine 100,000 tdw [2]	2
1.2	Prvi komercijalni motor MAN B&W ME serije, 7S50ME-C [2]	3
1.3	Emisija štetnih tvari kod sporohodnog dizelskog motora tipa MAN B&W serije MC [1]	4
1.4	Zakonski propisana granična vrijednost emisije dušikovih oksida kod brodova	7
1.5	Shema djelovanja selektivnog katalitičkog reaktora za uklanjanje dušikovih oksida iz ispušnih plinova dizelskog motora	7
1.6	Primjer udjela sastojaka kod čestica iz ispušnih plinova sporohodnih dizelskih brodskih motora [4]	8
1.7	Čađa promatrana elektronskim mikroskopom [3]	9
1.8	Struktura primarne čestice čađe [3]	9
1.9	Raspodjela promjera čestica kod sporohodnog brodskog motora i kod automobilskog motora [6]	10
1.10	Linija kompromisa između tvorbe dušikovih oksida i čađe	11
1.11	Područja uvjeta nastanka čađe i dušikovih oksida	11
1.12	Korelacija između masene koncentracije čestica (PM) i jedinice crnoće ispuha FSN [4]	12
3.1	Realni i idealizirani dizelski proces u p-V dijagramu	21
3.2	Shematski prikaz dvotaktnog dizelskog motora s direktnim ubrizgavanjem	22
3.3	Shematski prikaz procesa u dizelskom motoru	23
3.4	Kontrolni volumen sa tokovima mase kroz stijenke	25
3.5	Shematski prikaz Kelvin-Helmholtzovog modela [38]	29
3.6	Rayleigh-Taylorova nestabilnost na kapljici [39]	31
3.7	Kombinirani blob-KH/RT model sa neraspadnutom jezgrom[39]	32
3.8	Shematski prikaz isparavanja kapljice [39]	33
3.9	Gustoća goriva u zavisnosti o temperaturi i funkcija korištena u modelu goriva	36
3.10	Površinska napetost goriva u zavisnosti o temperaturi i funkcija korištena u modelu goriva	36
3.11	Toplina isparavanja goriva u zavisnosti o temperaturi i funkcija korištena u modelu goriva	36
3.12	Tlak zasićenja goriva u zavisnosti o temperaturi i funkcija korištena u modelu goriva	36

3.13	Specifična entalpija goriva u zavisnosti o temperaturi i funkcija korištena u modelu goriva	37
3.14	Viskoznost goriva u zavisnosti o temperaturi i funkcija korištena u modelu goriva	37
3.15	Tvorba čađe prema acetilen hipotezi [7]	44
3.16	Tvorba čađe prema difuzijskoj hipotezi [7]	44
3.17	Shema modela tvorbe čađe prema [55]	47
4.1.1	Usporedba mlaza koji ne isparava i mlaza koji isparava [49]	52
4.1.2	Presjek Sandia komore	53
4.1.3	Unutrašnjost Sandia komore	53
4.1.4	Proračunske mreže za analizu utjecaja gustoće mreže	54
4.1.5	Usporedba rezultata simulacije i eksperimentalno dobivenog mlaza za različite strukture mreže. Slike se odnose na mreže opisane u tablici 4.1.1: od vrha prema dnu: mreža C (100 x 20 x 20) bez isparavanja, mreža C (100 x 20 x 20), mreža B (50 x 10 x 10), mreža A (25 x 5 x 5) i mreža D (nestrukturirana)	55
4.1.6	Penetracija mlaza za različite mreže	56
4.1.7	SMD za različite mreže	56
4.1.8	Isparena masa za različite mreže	56
4.1.9	Utjecaj koeficijenta B1 na Sauterov sredni promjer	58
4.1.10	Utjecaj koeficijenta B1 na penetraciju tekuće faze	58
4.1.11	Utjecaj koeficijenta B1 na penetraciju pare goriva	58
4.1.12	Utjecaj koeficijenta B1 na brzinu isparavanja	58
4.1.13	Vizualna usporedba mlaza za različite vrijednosti B1	59
4.1.14	Utjecaj koeficijenta CBU na Sauterov sredni promjer	60
4.1.15	Utjecaj koeficijenta CBU na penetraciju tekuće faze	60
4.1.16	Utjecaj koeficijenta CBU na penetraciju pare goriva	60
4.1.17	Utjecaj koeficijenta CBU na brzinu isparavanja	60
4.1.18	Vizualna usporedba mlaza za različite vrijednosti CBU	60
4.1.19	Utjecaj koeficijenta CRT na Sauterov sredni promjer	61
4.1.20	Utjecaj koeficijenta CRT na penetraciju tekuće faze	61
4.1.21	Utjecaj koeficijenta CRT na penetraciju pare goriva	61
4.1.22	Utjecaj koeficijenta CRT na brzinu isparavanja	61
4.1.23	Vizualna usporedba mlaza za različite vrijednosti CRT	62
4.1.24	Usporedba penetracije kapljica i pare goriva sa eksperimentalnim rezultatima	63

4.1.25	Maksimalni promjer kapljica i Sauterov srednji promjer	63
4.1.26	Vizualna usporedba rezultata simulacije (gornji dio) i eksperimentalno dobivenog mlaza (donji dio)	64
4.1.27	Utjecaj svojstava goriva na Sauterov srednji promjer	65
4.1.28	Utjecaj svojstava goriva na penetraciju tekuće faze	65
4.1.29	Utjecaj svojstava goriva na penetraciju pare goriva	66
4.1.30	Utjecaj svojstava goriva na isparavanje goriva	66
4.1.31	Oblik mlaza za vrijeme 2ms za goriva NHPT, IDEA, C16H34 i HFO	66
4.1.32	Usporedba utjecaja promjene tlaka i temperature na simulacijski i eksperimentalno dobivenu penetraciju tekuće faze	67
4.1.33	Proračunska mreža za simulaciju izgaranja u komori	68
4.1.34	Utjecaj kemijske sheme na porast tlaka	70
4.1.35	Utjecaj kemijske sheme na porast temperature	70
4.1.36	Utjecaj kemijske sheme na brzinu promjene tlaka	70
4.1.37	Utjecaj kemijske sheme na maseni udio heptana	70
4.1.38	Utjecaj kemijske sheme na maseni udio ugljičnog dioksida	70
4.1.39	Utjecaj kemijske sheme namaseni udio vode	70
4.1.40	Utjecaj kemijske sheme na maseni udio dušika	71
4.1.41	Utjecaj kemijske sheme na maseni udio dušikovog monoksida	71
4.1.42	Utjecaj kemijske sheme na maseni udio acetilena	71
4.1.43	Utjecaj kemijske sheme na maseni udio -OH radikala	71
4.1.44	Usporedba različitih model čađe sa eksperimentalno dobivenim rezultatom. U prvom redu su eksperimentalni rezultati, u drugom redu simulacija sa modelom prema Hiroyasu, u trećem redu simulacija sa modelom Hiroyasu-NSC te u posljednjem redu simulacija sa modelom prema Fusco	72
4.1.45	Usporedba koncentracije čađe dobivena različitim modelima sa eksperimentalno izmjerenom koncentracijom	73
4.2.1	Dizelski motor MAN D 0826 LOH15 u Laboratoriju za toplinske klipne strojeve Strojarskog fakulteta Sveučilišta u Ljubljani	75
4.2.2	Klip motora MAN D 0826 LOH15	75
4.2.3	Proračunske mreže za simulaciju motora	76
4.2.4	Utjecaj mreže na tlak	77
4.2.5	Utjecaj mreže na temperaturu	77
4.2.6	Utjecaj mreže na oslobađanje topline	77
4.2.7	Utjecaj mreže na maseni udio pare goriva	77

4.2.8 Utjecaj mreže na maseni udio kisika 78
4.2.9 Utjecaj mreže na tvorbu čađe 78
4.2.10 Utjecaj kemijske sheme na tlak 79
4.2.11 Utjecaj kemijske sheme na temperaturu 79
4.2.12 Utjecaj kemijske sheme na oslobađanje topline 79
4.2.13 Utjecaj kemijske sheme na maseni udio goriva 79
4.2.14 Utjecaj kemijske sheme na maseni udio kisika 80
4.2.15 Utjecaj kemijske sheme na tvorbu dušikovog monoksida 80
4.2.16 Utjecaj kemijske sheme na tvorbu čađe 80
4.2.17 Tlak u cilindru za radnu točku 1200 min^{-1} i 13 bar srednjeg indiciranog tlaka 82
4.2.18 Tlak u cilindru za radnu točku 1800 min^{-1} i 8 bar srednjeg indiciranog tlaka 82
4.2.19 Tlak u cilindru za radnu točku 2400 min^{-1} i 8 bar srednjeg indiciranog tlaka 82
4.2.20 Tlak u cilindru za radnu točku 1800 min^{-1} i 4 bar srednjeg indiciranog tlaka 82
4.2.21 Trendovi za NO 83
4.2.22 Trendovi za čađu 83
4.2.23 Utjecaj ubrizgane mase goriva na tlak 84
4.2.24 Utjecaj ubrizgane mase goriva na temperaturu 84
4.2.25 Utjecaj ubrizgane mase goriva na tvorbu dušikovog monoksida 84
4.2.26 Utjecaj ubrizgane mase goriva na tvorbu čađe 84
4.2.27 Utjecaj brzine vrtnje na tlak 85
4.2.28 Utjecaj brzine vrtnje na temperaturu 85
4.2.29 Utjecaj brzine vrtnje na emisiju dušikovog monoksida 86
4.2.30 Utjecaj brzine vrtnje na emisiju čađe 86
4.2.31 Kut između mlaza goriva u odnosu na horizontalu 87
4.2.32 Utjecaj kuta mlaza na brzinu oslobađanja topline 87
4.2.33 Utjecaj kuta mlaza na tlak 87
4.2.34 Utjecaj kuta mlaza na temperaturu 87
4.2.35 Utjecaj kuta mlaza na tvorbu dušikovog monoksida 87
4.2.36 Utjecaj kuta mlaza na tvorbu čađe 87
4.2.37 Strategije ubrizgavanja prema [58] 88
4.2.38 Utjecaj različitih strategija ubrizgavanja na brzinu oslobađanja topline 88
4.2.39 Utjecaj različitih strategija ubrizgavanja na tlak u cilindru 88
4.2.40 Utjecaj različitih strategija ubrizgavanja na srednju temperaturu u cilindru 89

4.2.41	Utjecaj različitih strategija ubrizgavanja na srednji maseni udio goriva u cilindru	89
4.2.42	Međusobna ovisnost koncentracije dušikovih oksida i čađe u zavisnosti o strategiji ubrizgavanja	89
4.2.43	Utjecaj različitih strategija ubrizgavanja na tvorbu dušikovih oksida	89
4.2.44	Međusobna ovisnost koncentracije dušikovih oksida i čađe u zavisnosti o strategiji ubrizgavanja	91
5.1	Poprečni presjek motora MAN S 650 MC	96
5.2	Model motora Wärtsilä RT-flex50	96
5.3	Usporedba prostiranja pare goriva kod 10°KV za različite konfiguracije mreže	99
5.4	Usporedba tlaka u cilindru za različite mreže i rezultata mjerenja	100
5.5	Usporedba temperature u cilindru za različite mreže	100
5.6	Usporedba masenog udjela dušikovog monoksida u cilindru za različite mreže	101
5.7	Usporedba udjela čađe u cilindru za različite proračunske mreže	101
5.8	Proračunska mreža motora Wärtsilä RT-flex50	101
5.9	Prikaz utjecaja početnog promjera kapljica na raspored masenog udjela goriva. Prikazane su kapljice mlaza te isolinije masenog udjela goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg za trenutak 10° KV	103
5.10	Utjecaj početne veličine ubrizganih kapi na maseni udio goriva u cilindru	104
5.11	Utjecaj početne veličine ubrizganih kapi na brzinu oslobađanja topline	104
5.12	Utjecaj početne veličine ubrizganih kapi na tlak u cilindru	104
5.13	Utjecaj početne veličine ubrizganih kapi na temperaturu u cilindru	104
5.14	Utjecaj početne veličine ubrizganih kapi na maseni udio dušika u cilindru	105
5.15	Utjecaj početne veličine ubrizganih kapi na volumni udio čađe u cilindru	105
5.16	Prikaz utjecaja koeficijenta KHRT modela mlaza B1 na raspored masenog udjela goriva. Prikazane su kapljice mlaza te isolinije masenog udjela goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg za trenutak 10° KV	106
5.17	Utjecaj koeficijenta B1 na maseni udio goriva u cilindru	107
5.18	Utjecaj koeficijenta B1 na brzinu oslobađanja topline	107
5.19	Utjecaj koeficijenta B1 na tlak u cilindru	107
5.20	Utjecaj koeficijenta B1 na temperaturu u cilindru	107
5.21	Utjecaj koeficijenta B1 na maseni udio dušikovih oksida u cilindru	108
5.22	Utjecaj koeficijenta B1 na volumni udio čađe u cilindru	108
5.23	Kapljice goriva, isolinije masenih udjela pare goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg, isoploha volumnog udjela čađe 0.0005 cm^3/cm^3	110

5.24	Kapljice goriva, isolinije konstantne temperature 2000, 2200, 2400 i 2600 K, isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg/kg	110
5.25	Područje temperature od 2000 K (crveno) te masenog udjela dušikovog monoksida od 0.004 kg/kg (zeleno) pri 35 i 50°KV	111
5.26	Utjecaj goriva na maseni udio isparenog goriva	112
5.27	Utjecaj goriva na brzinu oslobađanja topline	112
5.28	Utjecaj goriva na tlak	112
5.29	Utjecaj goriva na temperaturu	112
5.30	Utjecaj goriva na tvorbu dušikovog monoksida	113
5.31	Utjecaj goriva na tvorbu čađe	113
5.32	Kapljice goriva, isolinije masenih udjela pare goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg, isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3	114
5.33	Kapljice goriva, isolinije konstantne temperature 2000, 2200, 2400 K, isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg^3/kg^3	114
5.34	Područje temperature od 2000 K (crveno) te masenog udjela dušikovog monoksida od 0.004 kg/kg (zeleno) pri 35 i 50°KV	115
5.35	Utjecaj temperature ispirnog zraka na maseni udio pare goriva	116
5.36	Utjecaj temperature ispirnog zraka na brzinu oslobađanja topline	116
5.37	Utjecaj temperature ispirnog zraka na tlak	116
5.38	Utjecaj temperature ispirnog zraka na temperaturu	116
5.39	Utjecaj temperature ispirnog zraka na tvorbu dušikovih oksida	116
5.40	Utjecaj temperature ispirnog zraka na tvorbu čađe	116
5.41	Kapljice goriva, isolinije masenih udjela pare goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg, isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3	118
5.42	Kapljice goriva, isolinije konstantne temperature 2000 i 2200 K, isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.0025 kg/kg	118
5.43	Maseni udjeli dušikovog monoksida u trenutku 25 °KV	119
5.44	Područje temperature od 2000 K (crveno) te masenog udjela dušikovog monoksida od 0.0025 kg/kg (zeleno) pri 35 i 50°KV	120
5.45	Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova na maseni udio pare goriva	121
5.46	Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova na brzinu oslobađanja topline	121
5.47	Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova na tlak	121
5.48	Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova na temperaturu	121
5.49	Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova na tvorbu dušikovog monoksida	121
5.50	Utjecaj recirkulacije ispušnih plinova na tvorbu čađe	121
5.51	Kapljice goriva, isolinije masenih udjela pare goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg, isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3 za	125

trenutak 7 °KV

5.52 Kapljice goriva, isolinije masenih udjela pare goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg, isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3 za trenutak 14° KV 125

5.53 Kapljice goriva, isolinije masenih udjela pare goriva od 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 i 0.09 kg/kg, isoploha volumnog udjela čađe od 0.0005 cm^3/cm^3 za trenutak 20 °KV 125

5.54 Kapljice goriva, isolinije konstantne temperature 2000, 2200, 2400 K, isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg/kg za trenutak 8 °KV 126

5.55 Kapljice goriva, isolinije konstantne temperature 2000, 2200, 2400 K, isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg/kg za trenutak 14 °KV 126

5.56 Kapljice goriva, isolinije konstantne temperature 2000, 2200, 2400 K, isoploha masenog udjela dušikovog monoksida od 0.005 kg/kg za trenutak 20 °KV 127

5.57 Područje temperature od 2000 K (crveno) te masenog udjela dušikovog monoksida od 0.004 kg/kg (zeleno) pri 35 °KV 128

5.58 Područje temperature od 2000 K (crveno) te masenog udjela dušikovog monoksida od 0.004 kg/kg (zeleno) pri 50 °KV 128

5.59 Utjecaj strategije ubrizgavanja na maseni udio pare goriva 130

5.60 Utjecaj strategije ubrizgavanja na oslobađanje topline 130

5.61 Utjecaj strategije ubrizgavanja na tlak 130

5.62 Utjecaj strategije ubrizgavanja na temperaturu 130

5.63 Utjecaj strategije ubrizgavanja na tvorbu dušikovog monoksida 130

5.64 Utjecaj strategije ubrizgavanja na tvorbu čađe 130

Popis Tablica

3.1	Promatrana varijabla, koeficijent difuzije i izvorni član za pojedine jednadžbe očuvanja	27
3.2	Članovi transportnih jednadžbi za pojedine slučajeve	27
3.3	Kemijske sheme korištene u simulacijama i njihova osnovna svojstva	40
3.4	Jednadžbe kemijske kinetike dušikovog oksida i koeficijenti korišteni u numeričkim simulacijama u ovom radu	42
3.5	Kemijske reakcije, jednadžbe brzina reakcija i korišteni koeficijenti za model čađe [55]	48
4.1.1	Osnovna svojstva proračunskih mreža	54
4.1.2	Osnovne postavke proračuna	54
4.1.3	Koeficijenti blob-KH-RT modela mlaza korišteni u simulaciji	62
4.2.1	Osnovne karakteristike motora MAN D 0826 LOH15	74
4.2.2	Karakteristike proračunskih mreža	76
4.2.3	Karakteristike simuliranih radnih točaka	81
5.1	Osnovne tehničke karakteristike motora MAN S 650 MC	95
5.2	Osnovne tehničke karakteristike motora Wärtsilä RT-flex50	96
5.3	Karakteristike testiranih mreža motora MAN S 650 MC	98
5.4	Temperatura ispirnog zraka i temperatura u cilindru nakon adijabatske kompresije	113
5.5	Sažetak utjecaja temperature ispirnog zraka na emisije	117
5.6	Maseni udjeli plinova u cilindru uoči početka procesa za različite postotke recirkulacije ispušnih plinova	117
5.7	Sažetak utjecaja recirkulacije ispušnih plinova na emisije	122
5.8	Primjenjeni obrasci ubrizgavanja	123
5.9	Sažetak utjecaja različitih strategija ubrizgavanja na emisije	131

Dodatak 1: NSRDS funkcije korištene u OpeanFOAM-u za modeliranje svojstava goriva

NSRDS 0: $x=((((f\cdot T+e)\cdot T+d)\cdot T+c)\cdot T+b)\cdot T+a$

NSRDS 1: $x=e^{\left(a+\frac{b}{T}+c\cdot\log(T)+d\cdot T^{e}\right)}$

NSRDS 2: $x=\dfrac{a\cdot T^{b}}{1+\dfrac{c}{T}+\dfrac{d}{\sqrt{T}}}$

NSRDS 3: $x=a+b\cdot e^{\left(\frac{-c}{T^{d}}\right)}$

NSRDS 4: $x=a+\dfrac{b}{T}+\dfrac{c}{T^{3}}+\dfrac{d}{T^{8}}+\dfrac{e}{T^{9}}$

NSRDS 7: $x=a+b\cdot\sqrt{\dfrac{\frac{c}{T}}{\sinh(\frac{c}{T})}}+d\cdot\sqrt{\dfrac{\frac{e}{T}}{\cosh(\frac{e}{T})}}$

APIdiff: $x=\dfrac{3.6059\cdot 10^{-3}(1.8\cdot T)^{1.75}\cdot\sqrt{1/wf+1/wa}}{p\cdot\sqrt{\sqrt[3]{a}+\sqrt[3]{b}}}$

Dodatak 2: NSRDS funkcije i koeficijenti korišteni za simulaciju svojstava teškog goriva

Svojstvo	oznaka	jedinica	funkcija	a	b	c	d	e	f
gustoća	ρ	kg/m^3	NSRDS 1	6.21545	-280.831	-1.12935	8.01885	0	-
tlak zasićenja (vapour pressure)	p_v	Pa	NSRDS 1	269.838	-38530.7	-73.2165	269.838	0	-
toplina isparavanja	h_L	J/kg	NSRDS 1	10.2011	-224.259	-1.09123	10.2011	0	-
specifična toplina	c_p	J/kgK	NSRDS 0	3769.905407911 82	-12.5871 0685991 36	0.024721 1255663 602	0	0	0
entalpija	h	J/kg	NSRDS 0	-5.94097 e+06	48308.2	-251.37 8	0.65552	-0.000829 495	4.115 65e-0 7
specifična toplina plinovite faze	c_{pg}	J/kgK	NSRDS 7	1128.74 5926181 08	3600.858 4828171	-1429.7	2259.6998 8429913	679	-
drugi virialni koeficijent	B	m^3/kg	NSRDS 4	0.00250 9119171 8997	-2.46668 0798071 06	-170407 0.727679 01	-3.006235 48219001 e+19	7.0732095 0690231e +21	-
dinamički viskozitet	μ	Pa s	NSRDS 1	-114.293	9962.99	14.1562	0	0	-
dinamički viskozitet plinovite faze	μ_g	Pa s	NSRDS 2	1.2463e-07	0.7322	395.0	6000.0		-
toplinska vodljivost	K	W/mK	NSRDS 0	0.1963	-0.00019	0	0		-
toplinska vodljivost plinovite faze	K_g	W/mK	NSRDS 2	3.075e-0 6	1.552	678	0		-
površinska napetost	σ	N/m	NSRDS 1	8.86228	-530.394	-2.36382	2.93261	0	-
difuzivnost plina	D	m^2/s	APIdiff	147.18	20.1	142.2	28.0		-

Dodatak 3: Chemkin ulazna datoteka za shemu sa 15 sastojaka

```
ELEMENTS
 H   O    C   N   AR
END
SPECIE
C7H16         O2    N2            CO     H2O
O            CO2    OH            H      H2
HO2          H2O2   N             NO     C
END
REACTIONS
 C7H16 + 11O2            => 7CO2 + 8H2O         1.00E+8  0.0   15780.0! 1
       FORD   / C7H16      0.25 /
       FORD   / O2 1.5 /
 CO    + O     + M     = CO2   + M           6.170E+14  0.00   3000. ! 96
 CO    + OH            = CO2   + H           3.510E+07  1.30   -758. ! 97
 CO    + O2            = CO2   + O           1.600E+13  0.00  41000. ! 98
 HO2   + CO            = CO2   + OH          5.800E+13  0.00  22930. ! 99
!
 H2    + O2            = OH    + OH            1.700E+13  0.00  47780. !100
 H2    + OH            = H2O   + H             1.170E+09  1.30   3626. !101
 O     + OH            = O2    + H             4.000E+14 -0.50      0. !102
 O     + H2            = OH    + H             5.060E+04  2.67   6290. !103
 H     + HO2           = O     + H2O           3.100E+10  0.00   3590. !104
 O     + OH    + M     = HO2   + M             1.000E+16  0.00      0. !105
       H2O/6.0/  CO2/5.0/  H2/3.3/  CO/2.0/  N2/0.70/
 H     + O2    + M     = HO2   + M          2.800E+18  -.86         0.0!106
 O2/0.00/ H2O/ .00/ CO/0.75/ CO2/1.50/ N2/0.0/
 H     + O2    + O2    = HO2   + O2             2.080E+19 -1.24      0.0!107
 H     + O2    + H2O   = HO2   + H2O            11.26E+18  -.76      0.0!108
 H     + O2    + N2    = HO2   + N2             2.600E+19 -1.24      0.0!109
 OH    + HO2           = H2O   + O2             7.500E+12  0.00      0. !110
 H     + HO2           = OH    + OH             1.700E+14  0.0     875. !111
 O     + HO2           = O2    + OH             1.400E+13  0.00   1073. !112
 OH    + OH            = O     + H2O            6.000E+08  1.30      0. !113
 H     + H     + M     = H2    + M              1.000E+18 -1.00      0. !114
       H2/0./ H2O/0./ CO2/0./
 H     + H     + H2    = H2    + H2              9.200E+16 -0.60      0. !115
 H     + H     + H2O   = H2    + H2O             6.000E+19 -1.25      0. !116
 H     + H     + CO2   = H2    + CO2             5.490E+20 -2.00      0. !117
 H     + OH    + M     = H2O   + M               1.600E+22 -2.00      0. !118
 H     + O     + M     = OH    + M               6.200E+16 -0.60      0. !119
 O     + O     + M     = O2    + M               1.890E+13  0.00  -1788. !120
 H     + HO2           = H2    + O2              1.250E+13  0.00      0. !121
 HO2   + HO2           = H2O2  + O2              2.000E+12  0.00      0. !122
 OH    + OH   (+M)     = H2O2 (+M)               7.600E+13  -.37      0. !123
     LOW  /  4.300E+18    -.900  -1700.00/
     TROE/   .7346   94.00  1756.00  5182.00 /
       H2/2.00/ H2O/6.00/ CO/1.50/ CO2/2.00/ N2/0.70/
 H2O2  + H             = HO2   + H2             1.600E+12  0.00   3800. !124
 H2O2  + OH            = H2O   + HO2            1.000E+13  0.00   1800. !125
 H2O2  + H             = H2O   + OH             1.000E+13  0.00   3590. !126
 H2O2  + O             = H2O   + O2             8.400E+11  0.00   4260. !127
 H2O2  + O             = OH    + HO2            2.000E+13  0.00   5900. !128
 H2    + HO2           = H2O   + OH             6.500E+11  0.00  18800. !129
!
 CO2   + N             = NO    + CO            1.900E+11  0.00   3400. !130
 N     + NO            = N2    + O             3.270E+12  0.30      0. !136
 N     + O2            = NO    + O             6.400E+09  1.00   6280. !137
 N     + OH            = NO    + H             7.333E+13  0.00   1120. !138
!
END
```

Dodatak 4: Svojstva goriva prilikom ispitivanja motora MAN 6S50MC

Vrsta	D-2
Viskoznost	3,03 mm^2/s (pri 40°C)
Gustoća	844,7 kg/m^3
Sadržaj sumpora	0,45 %
Ogrijevna moć	42625 kJ/kg

Životopis

Tomislav Senčić rođen je 8. srpnja 1978. godine u Rijeci. Osnovnu školu završio je u Rijeci. Godine 1997. maturirao je u Srednjoj talijanskoj školi u Rijeci, po programu prirodoslovno-matematičke gimnazije.

Iste godine upisuje Tehnički fakultet u Rijeci te se opredjeljuje za smjer Brodostrojarstvo. Za vrijeme studija odrađuje 2 boravka u inozemstvu, i to na Sveučilištu u Gentu (Belgija) i u tvrtci Bosch GmbH u Stuttgartu (Njemačka). Godine 2004. diplomira s temom "Primarni raspad mlaza goriva u dizelskom motoru ".

Nakon diplome zapošljava se 1.7.2004. kao znanstveni novak na znanstveno istraživačkom projektu "Numeričke simulacije i optimizacija dizelskih motora" na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci na Zavodu za termodinamiku i energetiku. Iste godine upisuje poslijediplomski studij. Sudjeluje u izvođenju vježbi iz kolegija Motori, Nauka o toplini, Brodski pogonski strojevi, Pogonski i radni strojevi. Za vrijeme poslijediplomskog studija 4 mjeseca boravi u Laboratoriju za toplotne batne stroje Fakultete za strojništvo Univerze v Ljubljani. U više navrata sudjeluje na seminarima vezanim za OpenFOAM programski paket.

Govori i piše talijanski i engleski jezik.

Popis radova

Medica V., Milošević Š., Senčić T.: *Suvremene izvedbe brodskih motora s osvrtom na malu brodogradnju*, Riječki sajam - Nautica Rijeka, 2005.

Senčić, T., Medica, V., Bukovac, O.: *Numeričke simulacije procesa u dizelskom motoru s direktnim ubrizgavanjem*, Energija i okoliš, Opatija, 2006.

Škifić, N., Medica, V., Senčić, T.: *Influence of Inlet Channel Geometry to the Turbocharged Diesel Engine Parameters*, European Automotive Conference EAEC 2007, Budimpešta, Mađarska, 2007.

Senčić, T., Medica, V., Bukovac, O.: *Utjecaj termofizičkih osobina goriva na emisiju štetnih sastojaka iz dizelskog motora*, Energija i okoliš, Opatija, 2008.

Senčić, T., Bukovac, O., Medica, V. : *Numerical simulation of soot formation in diesel engine*, Strojarstvo 49 (3) 249-259 (2007)

Senčić, T., Medica, V., Bukovac, O.: *Simulation of Soot and NOx formation on Large Marine Engines*, poster, Third OpenFOAM Workshop, Milan, Italy, 10-11 July 2008.

Senčić, T., Trp, A., Lenić, K.: *Parametarska analiza utjecaja pogonskih uvjeta i geometrijskih parametara na izmjenu topline u cijevnom izmjenjivaču topline s prstenastim lamelama*, Engineering Review 29-1, 2009.

Senčić, T., Franković, B., Račić N.: *Influence of large marine engine settings on waste heat availability*, Applied Thermal Engineering (2009), (rad zaprimljen i u postupku recenziranja)

Senčić, T., Medica, V., Bukovac O.: *Soot model development, validation and large marine diesel engine application*, Energy Conversion & Management (2009), (rad zaprimljen i u postupku recenziranja)

PODACI O AUTORU I DOKTORSKOJ DISERTACIJI

1.AUTOR

Ime i prezime:	Tomislav Senčić
Datum i mjesto rođenja:	8. srpnja 1978., Rijeka
Naziv fakulteta, studija i godina završetka dodiplomskog studija:	Tehnički fakultet u Rijeci, studij strojarstva, smjer brodostrojarstvo, 2004.
Naziv fakulteta, smjera i godina završetka poslijediplomskog studija:	Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, smjer Termodinamika i energetika, 2010.
Sadašnje zaposlenje:	Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci

2. DOKTORSKA DISERTACIJA

Naslov:	Analiza mogućnosti smanjenja emisija čađe i NO_x na suvremenim sporohodnim dizelskim dvotaktnim motorima
Broj stranica, slika, tablica i bibliografskih podataka:	163, 182, 20, 72
Znanstveno polje i grana:	Tehničke znanosti, strojarstvo, brodsko strojarstvo
Voditelj rada (mentor):	Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.
(komentor)	Doc. dr. sc. Tomaž Katrašnik, univ. dipl. ing.
Fakultet na kojem je rad obranjen:	Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci

3. OBRANA I OCJENA

Datum prijave teme:	29. veljače 2008.
Datum predaje rada:	12. veljače 2010.
Datum prihvaćanja ocjene rada:	
Sastav povjerenstva za ocjenu:	
Datum obrane:	
Sastav povjerenstva za obranu:	
Datum promocije:	

Oznaka: DD Tek. broj: UDK: 629.5.03-843.6:662.613:519.63(043)

ANALIZA MOGUĆNOSTI SMANJENJA EMISIJA ČAĐE I NOx NA SUVREMENIM SPOROHODNIM DIZELSKIM DVO-TAKTNIM MOTORIMA

Tomislav Senčić

Sveučilište u Rijeci
Tehnički fakultet
Hrvatska

Ključne riječi: Dizelski motor, 3D numerička simulacija, emisije, dušikovi oksidi, čađa

Sažetak: U radu je razvijen model velikog brodskog motora pomoću OpenFOAM programskog kompleta alata. Ugrađen je model teškog goriva i model za čađu. Korigirani su parametri modela mlaza. Testiran je čitav raspon proračunskih mreža različitih karakteristika. Validacija je vršena na komori izgaranja konstantnog volumena, na vozilskom motoru i konačno na velikom brodskom motoru.

Nakon što je postignuto zadovoljavajuće poklapanje s eksperimentalnim mjerenjima, izvršena je serija numeričkih simulacija pri čemu su analizirane mogućnosti smanjenja emisija. Korištene su strategije smanjenja temperature ispirnog zraka, recirkulacije ispušnih plinova te alternativnih strategija ubrizgavanja goriva. Sve analizirane metode rezultirale su smanjenjem emisije štetnih tvari.

Rad nije objavljen.

Mentor: Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica
Komentor: Doc. dr. sc. Tomaž Katrašnik (FS, Univerza v Ljubljani)

Povjerenstvo za ocjenu:
Red. prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec, predsjednik,
Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica ,
Doc. dr. sc. Tomaž Katrašnik (FS, Univerza v Ljubljani),
Izv. prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić,
Doc. dr. sc. Nedjeljko Škifić

Povjerenstvo za obranu:

Datum obrane: 05.2010. Datum promocije:
Rad je pohranjen na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci.
(163 stranica, 182 slika, 20 tablica, 69 bibliografskih podataka, hrvatski jezik)

Code: DD No.: UDK: 629.5.03-843.6:662.613:519.63(043)

ANALISYS OF SOOT AND NOx EMISSIONS REDUCTION POSSIBILITIES ON MODERN LOW SPEED, TWO STROKE, DIESEL ENGINES

Tomislav Senčić

University of Rijeka
Faculty of Rijeka
Croatia

Key words: Diesel engine, 3D numerical simulation, emissions, nitrogen oxides, soot

Abstract: In the present work a large marine engine model was developed with the OpenFOAM software toolbox. A heavy fuel oil and a soot model were built in. Spray model parameters were tuned. A set of different calculation meshes was tested. The model validation was performed on a constant volume combustion chamber, on an automotive engine and finally on a large marine engine.
After a satisfactory matching with experimental measurements, a set of numerical simulations was performed by which the possibility of emissions reduction was evaluated. The strategies of scavenging air temperature reduction, exhaust gas recirculation and alternative injection patterns were used. After the end of the analysis all the methods resulted in a reduction of pollutant emissions.

The thesis has not been published.

Mentor: Professor Vladimir Medica, D. Sc.
Comentor: Assistant Professor Tomaž Katrašnik, D. Sc.

Reviewers:
Professor Zmagoslav Prelec, D. Sc.
Professor Vladimir Medica, D. Sc.
Assistant Professor Tomaž Katrašnik, D. Sc. (University of Ljubljana),
Associate Professor Tomislav Mrakovčić, D. Sc.
Assistant Professor Nedjeljko Škifić, D. Sc.

Examiners:

Presentation: .05.2010. Degree conferred:
This thesis is deposited in the Library of the Faculty of engineering of the University of Rijeka.
(163 pages, 182 pictures, 20 tables, 69 references, croatian language)