

Numeričko modeliranje prijenosa topline zračenjem u motoru za teške radne uvjete

Mučalo, Tomislav

Undergraduate thesis / Završni rad

2023

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:545164>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-04-03**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Tomislav Mučalo

Zagreb, 2023.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Izv. Prof. dr. sc. Milan Vujanović, dipl. ing.

Student:

Tomislav Mučalo

Zagreb, 2023.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru, Izv. Prof. dr. sc. Milanu Vujanoviću, na jedinstvenoj ukazanoj prilici.

Veliko hvala Filipu Juriću, mag.ing.mech., na neiscrpoj želji za pomaganjem i strpljenju. Bez njegovih korisnih savjeta i smjernica ovaj rad ne bi imao sadašnju kvalitetu.

Također, zahvaljujem se svojoj obitelji na potpori, razumijevanju i motivaciji kroz cijelo školovanje kao i svim svojim prijateljima koji su učinili ovaj period vrijednim pamćenja i lakšim.

Tomislav Mučalo

Ovaj završni rad izrađen je unutar projekta Razvoj sustava za ispitivanje višefaznih strujanja i izgaranja s ciljem povećanja istraživačkih aktivnosti znanstvenog i poslovnog sektora, KK.01.1.1.04.0070., sufinanciranog od strane Europske unije, sredstvima Europskog fonda za regionalni razvoj, Operativni program Konkurentnost i kohezija 2014.-2020



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 – 04 / 23 – 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 23 -	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Tomislav Mučalo**

JMBAG: **0035219381**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Numeričko modeliranje prijenosa topline zračenjem u motoru za teške radne uvjete**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Numerical Modelling of Radiative Heat Transfer in Heavy-Duty Engine**

Opis zadatka:

S ciljem zadovoljavanja smanjenja emisija, poboljšanja konvencionalnih motora u transportnom sektoru su od iznimnog značaja, a od toga posebno motori za teške radne uvjete, kao što su kamionski i traktorski motori. Za istraživanje svojstva izgaranja, samozapaljenja i prijenosa topline u takvim motorima uobičajeno se koristi računalna dinamika fluida. Zbog njihove male dimenzije, prijenos topline zračenjem se uobičajeno zanemaruje u automobilskim motorima s unutrašnjim izgaranjem. Nedavna istraživanja su pokazala da je za točno predviđanje emisija simulacijama računalne dinamike fluida ipak potrebno uzeti u obzir prijenos topline zračenjem u plinovima, posebice u motorima za teške radne uvjete koji su ujedno i većih dimenzija. Cilj ovog rada je izračunati utjecaj prijenosa topline zračenja na temperaturu, tlak i brzinu oslobađanje topline u cilindru. U okviru završnog zadatka potrebno je:

1. Prikazati kratki pregled i podjelu numeričkih modela za prijenos topline zračenjem;
2. Opisati osnovne jednadžbe računalne dinamike fluida te opisati jednadžbe modeliranja prijenosa topline zračenjem participirajućeg medija;
3. Prikazati numeričke modele korištene za rješavanje zadatka;
4. Korištenjem komercijalnog programskog paketa „AVL FIRE™ Workflow Manager“ napraviti detaljnu numeričku simulaciju na pomičnoj mreži industrijskog motora s unutarnjim izgaranjem;
5. Analizirati i usporediti dobivene rezultate simulacija bez/s prijenosom topline zračenjem s dostupnim eksperimentalnim podacima.

Sva potrebna literatura, opis modela te ulazni i početni podaci za analizu bit će dostupni od strane mentora i neposrednog voditelja.

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

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

30. 11. 2022.

1. rok: 20. 2. 2023.
2. rok (izvanredni): 10. 7. 2023.
3. rok: 18. 9. 2023.

1. rok: 27. 2. – 3. 3. 2023.
2. rok (izvanredni): 14. 7. 2023.
3. rok: 25. 9. – 29. 9. 2023.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

Izv. prof. dr. sc. Milan Vujanović

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

Sadržaj

1. UVOD	1
1.1. Dieselovi motor	2
1.1.1. Idealni Dieselov proces	3
1.2. Računalna dinamika fluida	4
2. MATEMATIČKI MODEL	6
2.1. Zakoni očuvanja	6
2.1.1. Zakon očuvanja mase	6
2.1.2. Zakon očuvanja količine gibanja	7
2.1.3. Zakon očuvanja energije	8
2.1.4. Zakon očuvanja mase kemijskih vrsta	9
2.2. Model turbulencije	10
2.2.1. k- ζ -f model turbulencije	11
2.3. Model spreja	12
2.3.1. WAVE model raspada	13
2.3.2. Model sile otpora	15
2.3.3. Model isparavanja	16
2.4. Model izgaranja	17
2.4.1. Model transporta kemijskih vrsta	17
2.4.2. Eddy break-up model	21
2.5. Model emisija	21
2.5.1. Model NO _x emisija	22
2.5.2. Model emisije čađe	23
2.6. Model zračenja	23
3. NUMERIČKE POSTAVKE	28
3.1. Validacijski slučaj	28
3.1.1. Mreža	28
3.1.2. Trajanje simulacije	29
3.1.3. Početni i rubni uvjeti	29
3.2. Motor s unutarnjim izgaranjem	30
3.2.1. Mreža	31
3.2.2. Vrijeme trajanja simulacije	33

3.2.3.	Rubni uvjeti	33
3.2.4.	Početni uvjeti	35
3.2.5.	Postavke solvera	35
3.2.6.	Postavke spreja	36
3.2.7.	Postavke izgaranja	38
3.2.8.	Postavke zračenja	38
4.	REZULTATI	39
4.1.	Rezultati validacijskog testa	39
4.2.	Rezultati simulacija za cilindar motora za teške radne uvjete	40
4.2.1.	Usporedba tlaka	40
4.2.2.	Usporedba temperature	41
4.2.3.	Usporedba nastajanja onečišćujućih tvari	43
5.	ZAKLJUČAK	47

POPIS SLIKA

Slika 1. 1. Prosječan sastav nepročišćenih ispušnih plinova Dieselog motora _____	1
Slika 1. 2. Dva osnovna oblika prostora izgaranja _____	2
Slika 1. 3. Presjek Dieselog motora s izravnim ubrizgavanjem _____	3
Slika 1. 4. p - V dijagram idealnog Dieselog procesa _____	3
Slika 2. 1. Proces formiranja kapljica po WAVE modelu _____	14
Slika 2. 2. Shema prijenosa topline zračenjem u participirajućem mediju _____	25
Slika 2. 3. Diskretizacija prostornog kuta _____	26
Slika 3. 1. Mreža validacijskog testa _____	28
Slika 3. 2. Selekcije mreže _____	29
Slika 3. 3. Mreža u gornjoj mrtvoj točki (GMT) _____	31
Slika 3. 4. Mreža u donjoj mrtvoj točki (DMT) _____	32
Slika 3. 5. Prikaz selekcija računalne mreže _____	34
Slika 4. 1. Grafički prikazani rezultati simulacija validacijskog testa _____	39
Slika 4. 2. Temperaturni profili za oba slučaja _____	40
Slika 4. 3. Grafički prikaz rezultata tlaka _____	41
Slika 4. 4. Grafički prikaz rezultata temperature _____	41
Slika 4. 5. 3D prikaz temperature i neizgorenog goriva _____	42
Slika 4. 6. 3D prikaz rezultata temperature _____	43
Slika 4. 7. Maseni udio NO _x plinova u cilindru _____	44
Slika 4. 8. Maseni udio čađe u cilindru _____	44
Slika 4. 9. Maseni udjeli za CO ₂ , H ₂ O i čađu u cilindru motora _____	46

POPIS TABLICA

Tablica 2. 1.	Zadane vrijednosti konstanti k- ζ -f modela _____	12
Tablica 3. 1.	Detalji mreže _____	28
Tablica 3. 2.	Postavke trajanja simulacije _____	29
Tablica 3. 3.	Rubni uvjeti _____	30
Tablica 3. 4.	Početni uvjeti _____	30
Tablica 3. 5.	Tehničke karakteristike motora _____	31
Tablica 3. 6.	Detalji mreže _____	32
Tablica 3. 7.	Diskretizacija vremenskog koraka _____	33
Tablica 3. 8.	Rubni uvjeti _____	34
Tablica 3. 9.	Početni uvjeti _____	35
Tablica 3. 10.	Korišteni podrelaksacijski faktori _____	35
Tablica 3. 11.	Kriterij konvergencije _____	36
Tablica 3. 12.	Korišteni podmodeli spreja _____	36
Tablica 3. 13.	Ubrizgavanje različitih parcela _____	37
Tablica 3. 14.	Geometrija sapnice _____	37
Tablica 3. 15.	Postavke izgaranja _____	38
Tablica 3. 16.	Postavke zračenja _____	38
Tablica 4. 1.	Maseni udjeli onečišćujućih tvari za 470° OV _____	43

POPIS OZNAKA

<u>Rimske oznake</u>	<u>Opis</u>	<u>Jedinica</u>
A	Koeficijent u Arrheniusovom izrazu za reakciju; Površina	m^2
$a1 \dots a4$	Stehiometrijski faktori	kmol
c_p	Specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku	J/(kgK)
C_p	Cunninghamov factor korekcije	
C_d	Koeficijent otpora	
C_1	Konstanta modela WAVE raspada	
C_2	Konstanta modela WAVE raspada	
C_μ	Konstanta modela turbulencije	
d	Promjer kapljice	m
D_{ij}	Komponenta tenzora brzine posmičnog naprezanja	N/m ²
E	Aktivacijska energija aktivacije	J/kg
E_1	Konstanta isparavanja	
E_2	Konstanta isparavanja	
e	Specifična totalna energija	J/kg
f	Udio mješavine	
f_i	Masene sile	N
F	Sila	N
F_d	Sila otpora	N
G	Upadno zračenje	W/m ²
g	Maseni udio zaostalih ispušnih plinova	
h	Entalpija	J/kg
k	Turbulentna kinetička energija	m ² /s ²
I	Intenzitet zračenja	W/m ² srad
L	Turbulentna duljina	m
M	Molarna masa	kg/kmol
m_i	Masa kemijske vrste i	kg
m_p	Masa parcele	kg
p	Tlak	Pa
q	Gustoća toplinskog toka	W/m ²
r	Polumjer kapljice	m
r_{stable}	Polumjer novonastale kapljice	m
R	Opća plinska konstanta	J/(kmolK)
S_ϕ	Izvor ekstenzivne veličine	
\vec{s}, \vec{s}'	Jedinični vektori smjera	
t	Vrijeme	s
T	Temperatura	K
u	Brzina	m/s

V	Volumen	m^3
w	Brzina odvijanja kemijske reakcije	mol/s
Y	Maseni udio	
y_{fu}	Maseni udio goriva	
y_k	Maseni udio kemijske vrste i	
<u>Grčke oznake</u>	<u>Opis</u>	<u>Jedinica</u>
α	Koeficijent konvektivnog prijenosa topline	W/(m ² K)
Γ	Difuzijski koeficijent	
ε	Emisijski faktor; Brzina disipacije turbulentne kinetičke energije	1/m m ² /s ²
θ	Polarni kut	rad
λ	Koeficijent toplinske provodnosti	W/(mK)
μ	Molekularna dinamička viskoznost	Pas
ν	Molekularna kinetička viskoznost	m ² /s
ρ	Gustoća	kg/m ³
σ_{ij}	Komponenta tenzora naprezanja	N/m ²
σ_s	Koeficijent raspršivanja	1/m
τ_a	Vrijeme poluraspada	s
τ_{ij}	Tenzor viskoznih naprezanja	N/m ²
φ	Specifični skalar	
Φ	Fazna funkcija raspršivanja	
Ω	Prostorni kut; Brzina rasta vala	rad s
<u>Skraćenice</u>	<u>Opis</u>	
DOM	Metoda diskretnih ordinata	
DMT	Donja mrtva točka	
GMT	Gornja mrtva točka	
FVM	Metoda konačnih volumena	
RANS	Usrednjene Navier-Stokesove jednačbe	
WSGGM	Model težinske sume sivih plinova	
<u>Druge oznake</u>		
Kn_p	Knudsenov broj	
Le	Lewisov broj	
Oh	Ohnesergov broj	
Re	Reynoldsov broj	
We	Weberov broj	

SAŽETAK

Računalna dinamika fluida (RDF) zajedno s eksperimentalnim istraživanjima se najčešće koriste u svrhu razvoja motora s kompresijskim upaljivanjem. Nedavna istraživanja pokazuju da je detaljno modeliranje prijenosa topline zračenjem u motorima s unutrašnjim izgaranjem postalo neophodno kako bi se povećala točnost sveukupnog prijenosa topline, karakteristika izgaranja i predviđanja formacija onečišćujućih tvari. Za proračun prijenosa topline zračenjem u ovom radu je korištena metoda diskretnih ordinata u kombinaciji s metodom konačnih volumena u sklopu AVL FIRE™ CFD softvera. Apsorpcija i emisija energije zračenja su opisane metodom težinske sume sivih plinova, koja ukupan koeficijent apsorpcije računa pomoću korelacija apsorpcije za ugljikov dioksid, vodenu paru i čađu. Model prijenosa topline zračenjem je prvo testiran za slučaj s analitičkim rješenjem te ponovno validiran u odnosu na rezultate srednjeg tlaka unutar cilindra motora. Konačno, rezultati simulacija za srednji tlak, temperaturu i udjele onečišćujućih tvari su uspoređeni.

Ključne riječi: RDF, motori s unutrašnjim izgaranjem, prijenos topline zračenjem, motori za teške radne uvjete

SUMMARY

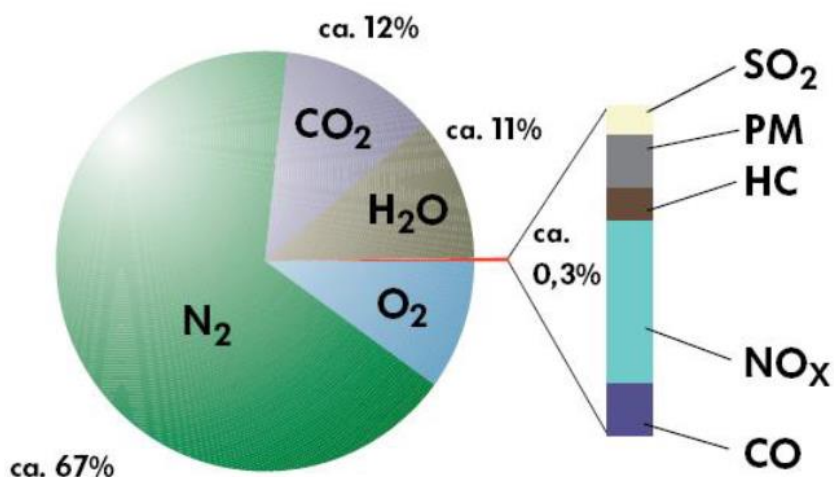
The Computer Fluid Dynamics (CFD) combined with experimental research is commonly utilised to develop compression ignition engines. Recent studies showed that a detailed modelling of radiative heat transfer in internal combustion engines has become necessary to increase the accuracy of overall heat transfer, combustion characteristics, and formation predictions of pollutants. For radiative heat transport computing in this thesis, the method of discrete ordinates employing the finite volume method in AVL FIRETM CFD software is used. The absorptivity and emissivity are described with Weighted Sum of Gray Gases Method (WSGGM), which calculates the overall absorption coefficient using carbon dioxide, water vapour and soot absorption coefficient correlations. The radiative heat transfer model is first validated on a case with the analytic solution and secondly validated against mean pressure results inside an engine cylinder. Ultimately, simulation results for mean pressure, temperature, and pollutant ratios are compared.

Key words: CFD, Internal combustion engines, radiative heat transport, heavy duty engines

1. UVOD

Motori s unutrašnjim izgaranjem još su uvijek pod konstantnim razvojem kako bi se povećala energetska učinkovitost i zadovoljile stroge ekološke regulative. Trenutno motori sa samostalnim (ili kompresijskim) upaljivanjem prisutni su u većini kamionskih, brodskih te traktorskih motora. Razlog tome je veći stupanj iskoristivosti Dieselovih motora u odnosu na Otto motore, što za posljedicu ima i nižu specifičnu potrošnju goriva. Uz to jedna litra dizelskog goriva ima također oko 15% veću ogrjevnu vrijednost nego jedna litra benzina [1].

Neumjerenom upotrebom sustava za izgaranje sve više dolazi do izražaja njihovo štetno djelovanje na okoliš. Taj negativan učinak pripisuje se emisijama stakleničkih plinova i formiranju drugih onečišćujućih tvari. U posljednjih desetak godina potreba za sniženim emisijama onečišćujućih tvari u transportnom sektorom dovela je do uspostavljanja različitih propisa i regulativa za reguliranje emisija. Od svih štetnih komponenti zakonskim propisima ograničene su emisije ugljikovih oksida (CO , CO_2), ugljikovodika (HC), i dušikovih oksida (NO_x), a kod motora s kompresijskim upaljivanjem dodatno i emisija krutih čestica (PM , eng. *Particulate Matter*) [1].



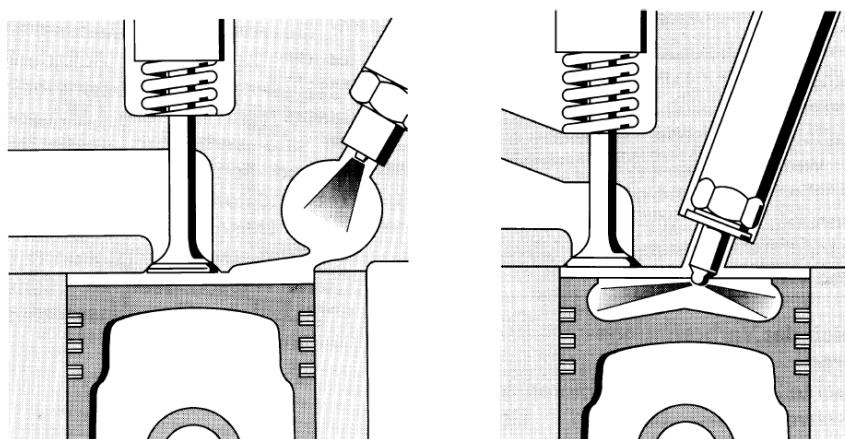
Slika 1. 1. Prosječan sastav nepročišćenih ispušnih plinova Dieselovog motora [1]

1.1. Diesellovi motor

Diesellovi motori predstavljaju skupinu motora s kompresijskim upaljivanjem. Kod takvih motora gorivo se ubrizgava tijekom takta kompresije, malo prije gornje mrtve točke (GMT), u cilindar gdje visoke temperature plinova omogućavaju samozapaljenje kapljica goriva. Gorivo treba biti raspršeno na što veći broj sitnih kapljica, povećavajući kontaktnu površinu s kisikom, što dovodi do potpunijeg izgaranja.

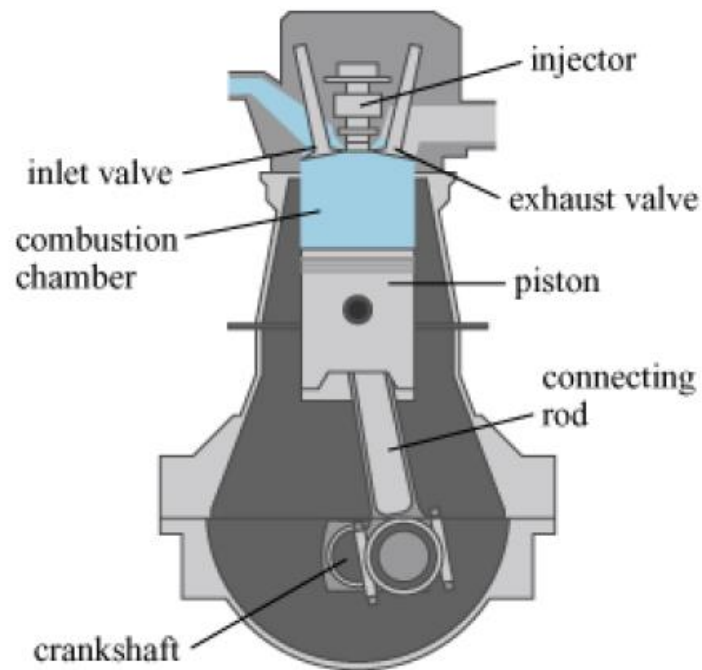
Diesellovi motori podijeljeni su prema obliku prostora izgaranja na:

- Motore s podijeljenim prostorom za izgaranje, na slici (1.2.) lijevo
- Motore s izravnim ubrizgavanjem goriva, na slici (1.2.) desno



Slika 1. 2. Dva osnovna oblika prostora izgaranja [1]

Slika 1.3. prikazuje presjek Diesellovog motora s izravnim ubrizgavanjem. Usisni i ispušni ventil se koriste za regulaciju tlaka unutar cilindra i za izmjenu ispušnih plinova sa svježim zrakom. Sapnicom se ubrizgava gorivo u komoru za izgaranje pod visokim tlakom od 2000 bara [2]. Ekspanzija produkata izgaranja, uslijed visokog tlaka, dovodi do pomicanja klipa. Klipnjača linearno gibanje klipa pretvara u rotacijsko gibanje, koje prenosi na koljenasto vratilo.

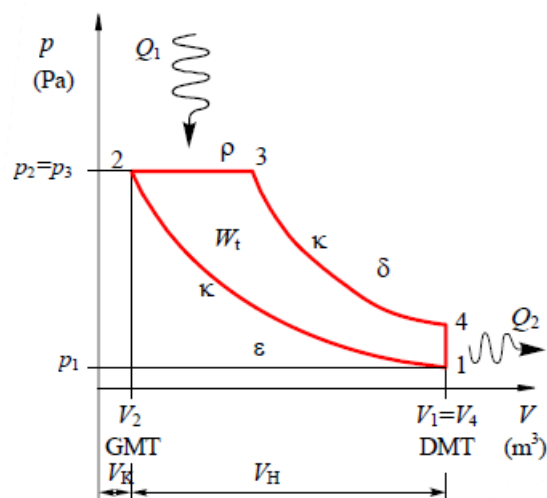


Slika 1. 3. Presjek Dieselog motora s izravnim ubrizgavanjem [3]

1.1.1. Idealni Dieslov proces

Dieslov ciklus sastoji se od (Slika 1.4.):

- Izentropske kompresije 1 - 2
- Dovođena topline pri konstantnom tlaku 2 - 3
- Izentropske ekspanzije 3 - 4
- Odvođenja topline pri konstantnom volumenu 4 - 1

Slika 1. 4. $p - V$ dijagram idealnog Dieselog procesa [1]

Točke 1 i 4 predstavljaju položaj stapa koji se naziva donjom mrtvom točkom (DMT), dok točka 2 ciklusa označuje gornju mrtvu točku (GMT). Udaljenost između gornje i donje mrtve točke predstavlja hod klipa, a u dijagramu na slici 1.4. radni volumen cilindra V_H . U točki 1 usisni i ispušni ventili su zatvoreni te se klip počinje gibati prema gornjoj mrtvoj točki komprimirajući izentropski zarobljeni fluid. Kompresija traje sve do točke 2 kada slijedi ubrizgavanje goriva te njegovo zapaljenje koje dovodi do izobarne ekspanzije uz oslobađanje topline. Od točke 3 klip ponovno mijenja svoj smjer te nastupa izentropska ekspanzija sve do točke 1 kada se otvara ispušni ventil kroz koji se izbacuju ispušni plinovi iz komore izgaranja.

1.2. Računalna dinamika fluida

Uz eksperimentalna istraživanja, računalna dinamika fluida (RDF) može poslužiti kao koristan alat kako bi se dobio detaljan uvid u proces nastajanja emisija unutar cilindra motora. Modeliranje izgaranja u Dieselovim motorima, a time i proces nastajanja dušikovih, ugljikovih oksida i čestica čađe kompleksan je zadatak koji obuhvaća interakciju nekoliko različitih fizikalnih pojava, kao što su: turbulentno strujanje, isparavanje goriva, samozapaljenje mješavine isparenog goriva i zraka, oslobađanje topline te prijenosa topline zračenjem. Kako se onečišćujuće tvari poput NO_x i PM formiraju pred kraj procesa izgaranja, nužno je pravilno opisati spomenute pojave u svrhu što točnijih predviđanja nastanka emisija. Nastajanje krutih čestica čađe i dušikovih oksida uvelike ovisi o lokalnim temperaturama unutar cilindra što ukazuje na činjenicu da lokalne promjene u temperaturi, uzrokovane prijenosom topline zračenjem, mogu imati značajan utjecaj na njihovo formiranje [4].

Za opisivanje procesa izgaranja nužno je riješiti zakone očuvanja fizikalnih veličina koje nije moguće riješiti analitički. Stoga je jedini način rješavanja numerički primjenjujući diskretizaciju transportnih jednadžbi. Metoda konačnih volumena (eng. *Finite Volume Method*, FVM) jedna je od najčešće korištenih diskretizacija u RDF simulacijama.

Cilj ovog rada je prikazati utjecaj prijenosa topline zračenjem u participirajućem mediju na temperaturni profil unutar cilindra motora, tlak te na formiranje emisija. Za prijenos topline zračenjem potrebno je riješiti transportnu jednadžbu prijenosa topline zračenjem (eng. *Radiative Transfer Equation*, RTE) odgovarajućim numeričkim modelima. Metoda diskretnih ordinata (eng. *Discrete Ordinates Method*, DOM) zajedno s metodom konačnih volumena implementirana je u AVL FIRE™ RDF softver te će biti korištena u ovom radu za modeliranje

prijenosa topline zračenjem. Očekuje se da će proces formiranja čađe i dušikovih oksida ovisiti više o prijenosu topline zračenjem kod većih geometrija motora. Stoga će se u ovom radu istražiti utjecaj prijenosa topline zračenjem na formaciju emisija u motoru za teške radne uvjete, kojeg karakteriziraju veće geometrije cilindra nego u automobilskim motorima. Numeričke simulacije na automobilskim motorima pokazale su kako prijenos topline zračenjem unutar cilindra motora, primjenjujući metodu diskretnih ordinata, utječe na rezultate predviđanja formiranja čađe i do 50% [5].

Validacija korištenog DOM modela biti će prvo provedena na jednostavnoj geometriji, a zatim će se model primijeniti na cilindar motora za teške radne uvjete. Za validaciju DOM modela korišten je temperaturni profil između dvije paralelne ploče od kojih je jedna temperature 2000K, a druga 0K.

2. MATEMATIČKI MODEL

Kako bi rezultati simulacija gibanja fluida, turbulencije, prijenosa topline, prijenosa mase, spreja, kemijske kinetike modelirali ispravno fizikalne i kemijske pojave u eksperimentu, potrebno je odabrati odgovarajuće matematičke modele.

Jedna od pretpostavki matematičkog modela podrazumijeva da se plinovita faza unutar cilindra motora smatra kontinuumom tj. čestica kontinuumu, infinitezimalnoga volumena dV , gdje u svakoj točki prostora se može nalaziti samo jedna čestica. Za proračun plinovite faze koriste se zakoni očuvanja dok se kapljevitu fazu goriva promatraju Lagrangeove parcele [3].

2.1. Zakoni očuvanja

Dinamika fluida se opisuje kombiniranjem zakona o očuvanju mase (jednadžba kontinuiteta), zakona o očuvanju količine gibanja i zakona o očuvanju energije (prvi glavni stavak termodinamike). Navedeni zakoni mogu se zapisati sažeto, u obliku opće transportne jednadžbe fizikalnog svojstva φ :

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho\varphi) dV + \int_S \rho\varphi u_i n_i dS = \int_S \Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} n_i dS + \int_V S_\varphi dV \quad (2.1)$$

gdje prvi član na lijevoj strani jednadžbe jest nestacionarni član koji opisuje brzinu promjene fizikalne veličine φ u kontrolnom volumenu, drugi predstavlja protok fizikalne veličine φ kroz granice kontrolnog volumena. Prvi član desne strane predstavlja difuzijski tok fizikalne veličine, dok posljednji član predstavlja izvor ili ponor fizikalne veličine.

2.1.1. Zakon očuvanja mase

Jednadžbu kontinuiteta zapisujemo za kontrolni volumen V , koji je nepomičan u prostoru. Za slučaj jednofaznog strujanja fluida, njegova masa ne može spontano nastati niti iz čega nestati. Do promjene u masi fluida unutar kontrolnog volumena može doći samo ako postoji nejednakost između ulaznog i izlaznog protoka. Ukoliko ne postoje površinski ili volumenski izvori, zakon očuvanja mase zapisuje se kao:

$$\int_S \rho u_i n_i dS = -\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV \quad (2.2)$$

Član na lijevoj strani jednadžbe predstavlja ukupni protok mase fluida kroz granicu S elementa, što je jednako brzini promjene mase kontrolnog volumena V . Za slučaj kada je ulazni protok veći od izlaznog, masa fluida unutar volumena V raste. Vrijedi i obratno.

2.1.2. Zakon očuvanja količine gibanja

Prema II. Newtonovom zakonu, brzina promjene količine gibanja čestice fluida jednaka je zbroju svih masenih i površinskih sila koje djeluju na istu česticu. Isto se može iskazati za kontrolni volumen kroz koji struji fluid, što se zapisuje kao:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) dV + \int_S (\rho u_j) u_i n_j dS = \int_V \rho f_i dV + \int_S \sigma_{ji} n_j dS \quad (2.3)$$

Zapisana jednadžba predstavlja vektorsku jednadžbu zapisanu u indeksnoj notaciji. Svaka jednadžba predstavlja iznos promjene količine gibanja za svaku os u Kartezijevom koordinatnom sustavu ($i = 1, 2, 3$) [6]. Prvi član na lijevoj strani jednadžbe (2.3) predstavlja brzinu promjene količine gibanja unutar kontrolnog volumena. Drugi član ukazuje na ukupnu promjenu količine gibanja koji prolazi kroz granicu S kontrolnog volumena. Djelovanje masenih sila (sila gravitacije, centrifugalne sile, itd.) na kontrolni volumen prikazuje prvi član desne strane jednadžbe. Zadnji član se odnosi na djelovanje površinskih sila koje se prema Newtonovom zakonu viskoznosti zapisuju pomoću tlačnih sila i sila viskoznosti.

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \tau_{ij} \quad (2.4)$$

U jednadžbi (2.4) p predstavlja apsolutni tlak, δ_{ij} označuje jedinični tenzor (Kroneckerov delta) koji je jednak 1 za slučaj kada je $i = j$, a iznosi 0 kada je $i \neq j$. τ_{ij} označava tenzor viskoznih naprezanja koji, po definiciji Newtonovog fluida, ovisi linearno o brzini deformacije:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.5)$$

gdje μ predstavlja dinamičku viskoznost fluida. Uvrštavanjem jednadžbi (2.4) i (2.5) u (2.3) zakon o očuvanju količine gibanja se zapisuje kao:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_j) dV + \int_S (\rho u_j u_i) n_i dS = \int_V \rho f_j dV - \int_S p n_i dS + \int_V \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} dV \quad (2.6)$$

Jednadžbe (2.2) i (2.6) se zovu još i Navier-Stokesove jednadžbe.

2.1.3. Zakon očuvanja energije

Zakon o očuvanju energije ili prvi zakon termodinamike nalaže da energija ne može spontano nastati niti iz čega nestati, može se samo pretvoriti iz jednog oblika u drugi. Brzina promjene energije jednaka je snazi vanjskih masenih i površinskih sila koje djeluju na kontrolni volumen, te brzini izmjene topline volumena s okolinom [7].

Zakon o očuvanju energije pretpostavlja da se ukupna specifična energija e može zapisati kao zbroj kinetičke i unutarnje energije fluida:

$$e = \frac{1}{2} u_i u_i + u_e \quad (2.7)$$

gdje član u_e označuje specifičnu unutarnju energiju. Sukladno tome, zakon očuvanja energije se zapisuje kao:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho e) dV + \int_S (\rho e) u_j n_j dS = \int_V \rho f_j u_j dV + \int_V S_e dV + \int_S \sigma_{ji} n_j u_i dS - \int_S q_j n_j dS \quad (2.8)$$

Prvi član na lijevoj strani jednadžbe (2.8) predstavlja brzinu promjene ukupne energije, dok drugi označuje ukupnu izmijenjenu energiju kroz granice S kontrolnog volumena. Prvi član desne strane jednakosti odnosi se na snagu masenih sila f_j , kod drugog člana oznaka S_e odnosi se na izvor ili ponor topline unutar kontrolnog volumena, prisutan ukoliko dolazi do izmjene topline zračenjem ili ako dolazi do odvijanja kemijskih reakcija. Preko izvorskog člana energijska bilanca se povezuje s jednadžbom prijenosa topline zračenjem. Treći član predstavlja snagu površinskih sila koje djeluju na kontrolni volumen, a posljednji član ukazuje na vektor površinske gustoće toplinskog toka koji se može zapisati u obliku Fourierovog zakona provođenja topline:

$$q_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (2.9)$$

gdje λ označava toplinsku provodnost fluida. Uzimajući u obzir jednadžbu (2.9) zakon očuvanja energije se može zapisati:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho e) dV + \int_S (\rho e) u_j n_j dS = \int_V \rho f_j u_j dV + \int_S \sigma_{ji} u_i n_j dS + \int_S \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} n_j dS + \int_V S_e dV \quad (2.10)$$

2.1.4. Zakon očuvanja mase kemijskih vrsta

Za slučaj procesa izgaranja neizbježno je uzeti u obzir odvijanje kemijskih reakcija. Kako bi se takav proces prikazao što realnijim, idealno bi bilo za svaku pojedinu kemijsku vrstu, koja se pojavljuje tijekom procesa izgaranja, riješiti zakon o očuvanju mase kemijskih vrsta koji se može zapisati kao:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_k) dV + \int_V \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho Y_k u_j) dV = \int_V \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_j} \right) dV + \int_V S_k dV \quad (2.11)$$

Za razliku od zakona očuvanja mase, izvor, a time i ponor, kemijske vrste unutar kontrolnog volumena može postojati upravo zbog nastajanja novih ili destrukcije starih vrsta. U jednadžbi (2.11) Y_k označuje maseni udio kemijske vrste k , stoga se definira kao omjer mase kemijske vrste i i ukupne mase.

$$Y_k = \frac{m_k}{m_{total}} \quad (2.12)$$

Prvi član na desnoj strani jednadžbe (2.11) predstavlja difuziju kemijske vrste. Difuzija se modelira pomoću Fickovog zakona koji je analogan Fourierovom zakonu provođenju topline, gdje konstanta difuzije D_k odgovara toplinskoj provodnosti λ .

2.2. Model turbulencije

Najčešći oblik strujanja, kako u prirodi tako i u tehničkim problemima, jest turbulentno strujanje koje se pojavljuje uvijek pri visokim vrijednostima Reynoldsova broja, pa je pretpostavka o kaotičnosti strujanja od velikog značaja prilikom rješavanja inženjerskih problema. Upravo to je dovelo do razvoja raznih matematičkih modela za proračunavanje turbulencije, jer navedene Navier-Stokesove jednadžbe iz prošlog poglavlja mogu se riješiti samo za slučaj laminarnog strujanja fluida. Spomenuti matematički modeli su [8]:

- Izravno rješavanje Navier-Stokesovih jednadžbi (eng. *Direct Numerical Simulation*, DNS)
- Modeliranje svih vrtloga Reynoldsovim usrednjavanjem jednadžbi (eng. *Reynolds Averaged Navier-Stokes*, RANS)
- Modeliranje malih vrtloga i direktno rješavanje velikih vrtloga (eng. *Large Eddy Simulation*, LES)

Danas se najčešće koristi Reynoldsovo usrednjavanje Navier-Stokesovih jednadžbi. Ako φ predstavlja određenu veličinu u turbulentnom strujanju, ona se može prikazati zbrojem vremenski usrednjene vrijednosti $\bar{\varphi}$ i pulsirajućeg dijela φ' .

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (2.13)$$

Vremenski usrednjena vrijednost $\bar{\varphi}$ se definira kao:

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \varphi(x_i, t) dt \quad (2.14)$$

Primjenom Reynoldsovog usrednjavanja, jednadžba kontinuiteta i zakon o očuvanju količine gibanja mogu se zapisati:

$$\int_S \rho \bar{u}_i n_i dS = 0 \quad (2.15)$$

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_j) dV + \int_S \rho \bar{u}_j \bar{u}_i n_i dS = \int_V \rho f_j dV - \int_S \bar{p} n_i dS + \int_V \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] dV \quad (2.16)$$

Jednadžbe (2.15) i (2.16) nazivaju se još Reynoldsovim jednadžbama. Uvođenjem Reynoldsovog usrednjavanja u jednadžbi količine gibanja pojavljuje se član pulsirajućeg strujanja $-\overline{\rho u'_i u'_j}$ koji označuje turbulentnu difuziju količine gibanja, poznatu kao Reynoldsova naprežanja. Reynoldsove jednadžbe sadrže više nepoznanica, nego što ima jednadžbi, stoga je potrebno poznavati dodatne korelacije između tlaka i brzine kako bi spomenuti sustav jednadžbi imao rješenje. Upravo zbog nedostatka korelacija uvode se modeli turbulencije [7].

2.2.1. k - ζ - f model turbulencije

Cilj k - ζ - f modela jest poboljšanje numeričke stabilnosti izvornog $\overline{v^2}$ - f modela rješavanjem transportne jednadžbe za omjer $\zeta = \frac{\overline{v^2}}{k}$ umjesto za $\overline{v^2}$. Turbulentna viskoznost μ_t se zapisuje kao [8]:

$$\mu_t = C_\mu \zeta \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.17)$$

gdje je C_μ konstanta modela, ε je disipacija turbulentne kinetičke energije, k predstavlja turbulentnu kinetičku energiju i prikazuje se:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (2.18)$$

Ostale varijable se mogu dobiti rješavanjem sustavom jednadžbi:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \rho(P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \quad (2.19)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \rho \frac{C_{\varepsilon 1}^* P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right], \quad (2.20)$$

$$\rho \frac{D\zeta}{Dt} = \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right]. \quad (2.21)$$

Potrebna veličina f se može izračunati iz izraza:

$$f - L^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_i \partial x_j} = \left(C_1 + C_2 \frac{P_k}{\zeta} \right) \frac{\left(\frac{2}{3} - \zeta \right)}{T} \quad (2.22)$$

Izrazi za turbulentno vrijeme T i turbulentnu dužinu L glase:

$$T = \max \left(\min \left(\frac{k}{\varepsilon}, \frac{a}{\sqrt{6} C_\mu |S| \zeta} \right), C_T \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^{0.5} \right) \quad (2.23)$$

$$L = C_L \max \left(\min \left(\frac{k^{1.5}}{\varepsilon}, \frac{k^{0.5}}{\sqrt{6} C_\mu |S| \zeta} \right), C_\eta \left(\frac{v^3}{\varepsilon} \right)^{0.25} \right) \quad (2.24)$$

Empirijske konstante u jednadžbama od (2.17) do (2.24) nisu uvijek istog iznosa, već se treba prilagoditi ovisno o problemu [9].

Tablica 2. 1. Zadane vrijednosti konstanti k- ζ -f modela [9]

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_1	C_2	σ_k	σ_ε	σ_ζ	C_L	C_η	C_T
0.22	$1.4 \left(1 + \frac{0.012}{\zeta} \right)$	1.9	0.4	0.65	1	1.3	1.2	6	0.36	85

2.3. Model spreja

Prilikom modeliranja spreja neophodno je uzeti u obzir činjenicu da se, prilikom ubrizgavanja goriva unutar cilindra motora, radi o višefaznom strujanju fluida. Višefazni tok predstavlja istovremeni tok s dvije ili više termodinamičkih faza između kojih može postojati jasna granica (npr. mješavina vode i ulja) ili je jedna faza disperzirana unutar druge.

Za simuliranje procesa spreja nužan je numerički pristup rješavanja jednadžbi očuvanja kako za plinovitu tako i za kapljevitu fazu. Najčešće korišten pristup za proračun procesa spreja jest Euler Lagrangeov model (eng. *Discrete Droplet Method*, DDM), korišten i u ovom radu. Plinovitoj fazi pristupa se Eulerovom metodom tj. rješavanjem Eulerovih jednadžbi očuvanja, dok se za proračunavanje kapljevite faze goriva koristi Lagrangeov pristup.

Gibanje kapljica goriva se prati u Lagrangeovom koordinatnom sustavu, odnosno za svaku pojedinu kapljicu potrebno je znati njenu trajektoriju (putanju). Osim diferencijalne jednadžbe

za trajektoriju, rješavaju se dodatno jednadžbe kontinuiteta, količine gibanja te očuvanja energije, što predstavlja zahtjevan zadatak za računalnu dinamiku fluida. Stoga se kapljice spreja aproksimiraju skupinom kapljica, u kojoj će imati identična fizikalna svojstva. Takve grupacije nazivaju se *parcele*. Svaka parcela je predstavljena sa samo jednom kapljicom određenog radijusa za koju se rješava sustav diferencijalnih jednadžbi. Interakcija dviju faza moguće je opisati uvođenjem člana za izvor ili ponor u jednadžbe očuvanja za kontrolni volumen [3]. Trajektorije parcela, a time i njihov položaj, dobiva se iz II Newtonovog zakona gibanja, točnije akceleracije:

$$m_p \frac{du_{pi}}{dt} = F_{di} \quad (2.25)$$

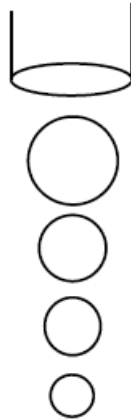
U jednadžbi (2.25) m_p označuje masu parcele, a F_{di} silu otpora koja ima najveći utjecaj na proces formiranja spreja. Trajektorija parcele x_{pi} se dobiva integriranjem brzine parcele u_{pi} :

$$x_{pi}(t) = \int_t^{t+\Delta t} u_{pi} dt \quad (2.26)$$

Kako bi se adekvatno opisao proces spreja, uvode se dodatni podmodeli, poput modela isparavanja, turbulentne disperzije, raspada parcela, sudara, interakcije s čvrstim stijenkama.

2.3.1. WAVE model raspada

Primjenom navedenog modela prihvaća se pretpostavka da su sve kapljice goriva sfernog oblika. WAVE model podrazumijeva kako su viskozne sile glavni uzrok stvaranja površinskih valova na kapljicama goriva, koji za posljedicu ima daljnji raspad na sitnije kapljice [10].



Slika 2. 1. Proces formiranja kapljica po WAVE modelu [11]

Radijus novonastale kapljice r_{stable} proporcionalan je valnoj duljini površinskih valova:

$$r_{stable} = \lambda_w C_1 \quad (2.27)$$

Oznaka C_1 predstavlja konstantu modela i preporučeni iznos je $C_1=0.61$. Valnu duljinu najbrže rastućeg površinskog vala definirana je oznakom λ_w . Brzina raspada parcele dana je izrazom:

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{(r - r_{stable})}{\tau_a} \quad (2.28)$$

gdje r predstavlja radijus prije raspada, τ_a označava vrijeme potrebno za raspad te se može iskazati kao:

$$\tau_a = \frac{3.726rC_2}{\lambda_w\Omega} \quad (2.29)$$

Konstanta modela C_2 koristi se za produživanje vremena raspada parcele, u ovom radu uzeta je vrijednost $C_2=15$. Oznaka Ω predstavlja brzinu rasta valova. Izraze za brzinu rasta vala Ω i njegovu valnu duljinu λ_w dobivamo iz empirijskih izraza:

$$\lambda_w = 9.02 \cdot r \frac{(1 + 0.45 \cdot Oh^{0.5})(1 + 0.4 \cdot T^{0.7})}{(1 + 0.87 \cdot We_g^{1.67})^{0.6}} \quad (2.30)$$

$$\Omega = \left(\frac{\rho_d r^3}{\sigma} \right)^{-0.5} \frac{0.34 + 0.38 \cdot We_g^{1.5}}{(1 + Oh)(1 + 1.4 \cdot T^{0.6})} \quad (2.31)$$

U navedenim jednadžbama, oznaka σ predstavlja površinsku napetost, We i Oh definiraju Weberov, odnosno Ohnesorgeov broj. Oznaka ρ_d predstavlja gustoću goriva, a T se može zapisati kao kombinacija Weberovog i Ohnesorgeovog broja :

$$We = \frac{2r\rho_d u^2}{\sigma} \quad (2.32)$$

$$Oh = \frac{\mu}{\sqrt{2r\rho_d\sigma}} = \frac{\sqrt{We}}{Re} \quad (2.33)$$

$$T = OhWe^{0.5} \quad (2.34)$$

2.3.2. Model sile otpora

Sila otpora iz jednadžbe (2.25) može se zapisati još kao:

$$m_p \frac{du_{pi}}{dt} = F_{di} = 0.5\pi r^2 \rho C_D u_i^2 \quad (2.35)$$

Gdje ρ predstavlja gustoću plinovite faze, a C_D konstantu otpora koja se određuje pomoću *Schiller Naumannovog* modela otpora. Schiller i Naumman su opisali koeficijent otpora za glatke čestice sfernog oblika ovisno o veličini Reynoldsovog broja.

$$C_D = \begin{cases} \frac{24(1 + 0.15Re^{0.687})}{Re} C_p & Re \leq 1000 \\ \frac{0.44}{C_p} & Re \geq 1000 \end{cases} \quad (2.36)$$

Gdje C_p predstavlja Cunninghamov faktor korekcije, koji se izražava kao:

$$C_p = 1 + Kn_p \left(2.492 + 0.84e^{\frac{-1.74}{Kn_p}} \right) \quad (2.37)$$

U navedenoj jednadžbi Kn_p označuje Knudsenov broj koji ovisi o duljini slobodnog puta u plinovitoj fazi.

2.3.3. Model isparavanja

Korišteni model u ovom radu jest Dukowiczov model isparavanja koji se temelji na nekoliko pretpostavki:

- Sferna simetričnost kapljica
- Jedinstvena fizikalna svojstva okolnog fluida
- Kvazi-stabilan film plinovite faze oko kapljice
- Jedinstvena temperatura kapljice po njenom promjeru
- Termodinamička ravnoteža između kapljevite i parne faze na površini kapljice.

Pod pretpostavkom uniformnosti temperature kapljice, njena promjena se dobiva iz energijske bilance koja nalaže da se dovedeni toplinski tok koristi za povećanje temperature ili za isparavanje kapljice [11].

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = L \frac{dm_d}{dt} + \dot{Q} \quad (2.38)$$

Toplinski tok \dot{Q} doveden na površinu kapljice putem konvekcije se izražava kao:

$$\dot{Q} = \alpha A_s (T_\infty - T_s) \quad (2.39)$$

Gdje α predstavlja koeficijent konvektivnog prijenosa topline, A_s površinu na kojoj se izmjenjuje tok, T_∞ temperaturu daleko od površine, a T_s temperaturu na površini kapljice.

Uvođenjem dviju novih veličina, maseni protok izgoranog goriva \dot{f}_{vs} i lokalni toplinski tok \dot{q}_s , u jednadžbu za promjenu mase kapljice dobiva se:

$$\frac{dm_d}{dt} = \dot{Q} \frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s} \quad (2.40)$$

Shodno jednadžbi (2.40) energijska bilanca se zapisuje:

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = \dot{Q} \left(1 + L \frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s} \right) \quad (2.41)$$

Prikazane jednadžbe (2.40), (2.41) definiraju promjenu mase i temperature kapljice goriva, pretpostavljajući da su iznosi za toplinski tok \dot{Q} i omjer $\frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s}$ poznati. Omjer isparenog goriva i lokalnog toplinskog toka opisan je dodatnom jednakošću :

$$\dot{f}_{vs} = \frac{\dot{q}_s}{Le} \frac{Y_s - Y_\infty}{(1 - Y_s)[h_\infty - h_s - (h_s - h_\infty)(Y_\infty - Y_s)]} \quad (2.42)$$

Gdje sve fizikalne veličine s oznakom s definiraju vrijednost na površini, a s oznakom ∞ definiraju vrijednost daleko od površine kapljice [3].

Lewisov broj (Le) se najčešće pretpostavlja $Le=1$, ali se po potrebi njegova vrijednost može podešavati pomoću parametara za prijenos topline E_1 i za prijenos mase E_2 , time Lewisov broj se može iskazati kao :

$$Le = \frac{E_1}{E_2} \frac{\alpha}{Dc_p} \quad (2.43)$$

2.4. Model izgaranja

Izgaranje se može opisati kao skup kemijskih reakcija između goriva i kisika uz oslobađanje velike količine topline [9]. Proces izgaranja se može opisati odabranim modelom transporta kemijskih vrsta uz dodatno korištenje modela.

2.4.1. Model transporta kemijskih vrsta

Transport kemijskih vrsta podijeljen je u dvije kategorije:

- Opći model transporta kemijskih vrsta
- Standardni model transporta kemijskih vrsta

Opći model transporta kemijskih vrsta

Takav pristup opisuje se osnovnim kemijskim reakcijama za svaku kemijsku vrstu. Za svako različito gorivo potrebno je razviti kemijski mehanizam s odgovarajućim kemijskim reakcijama i kemijskim vrstama koje stupaju u reakcije. Princip svih modela temelji se na rješavanju transportne jednadžbe, za ovaj slučaj jednadžba bi se rješavala za svaku kemijsku vrstu u reakcijskom sustavu [12].

Izvorski član S_k transportne jednadžbe se računa prema Arrheniusovom zakonu:

$$k_k = AT^\beta \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (2.44)$$

gdje k_k označuje koeficijent brzine kemijske reakcije. Energija aktivacije E_a te koeficijenti A i β se dobivaju iz eksperimentalnih podataka i jedinstveni su za svaku kemijsku reakciju. R označava opću plinsku konstantu, a T temperaturu.

Ovisno stupa li određena kemijska vrsta u reakciju kao reaktant ili produkt, bit će modelirana kao ponor odnosno izvor u transportnoj jednadžbi.

Ovakav model je i dalje iznimno računalno zahtjevan, jer podrazumijeva rješavanje transportnih jednadžbi za svaku kemijsku vrstu. To je dovelo do razvoja modela kojima se skraćuje vrijeme potrebno za proračun.

Standardni model transporta kemijskih vrsta

U ovom radu korišten je jednostavniji standardni model transporta, upravo kako bi se smanjio broj transportnih jednadžbi koje bi se trebale riješiti. To se postiže uvođenjem triju bezdimenzijskih veličina kojima opisujemo kemijske reakcije, a to su :

- Maseni udio goriva, y_{fu}

$$y_{fu} = \frac{m_{fu,u}}{m_{\text{tot}}} \quad (2.45)$$

Koji je definiran kao omjer masa neizgorenog goriva $m_{fu,u}$ i ukupne mješavine m_{total} .

- Maseni udio mješavine, f

$$f = \frac{m_{fu,u} + m_{fu,b}}{m_{tot}} \quad (2.46)$$

Definiran kao suma masa neizgorenog $m_{fu,u}$ i izgorenog $m_{fu,b}$ goriva podijeljena s ukupnom masom mješavine m_{tot} .

- Maseni udio zaostalih ispušnih plinova, g

Kako bi se u obzir uzela prisutnost potpuno izgorenih plinova koji su ostali unutar cilindra prilikom takta ispuha, uvodi se udio zaostalih plinova definiran kao:

$$g = \frac{m_{rg}}{m_{oxid}} \quad (2.47)$$

omjer mase zaostalih plinova m_{rg} i mase oksidatora m_{oxid} . Uvođenjem zaostalih plinova, fluid unutar cilindra motora se mijenja iz čistog zraka u mješavinu ispušnih plinova i zraka. Takav fluid naziva se oksidatorom, a njegova masa iskazuje se shodno tome.

$$m_{oxid} = m_{air} + m_{rg} \quad (2.48)$$

Važno je napomenuti kako maseni udio zaostalih ispušnih plinova nije povezan s ukupnom masom u sustavu, već označava količinu ispušnih plinova u oksidatoru.

Transportne jednadžbe sada se iskazuju kao:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho y_{fu}) dV + \int_S \rho y_{fu} u_i n_i dS = \int_S \Gamma_f \frac{\partial y_{fu}}{\partial x_i} n_i dS + \int_V S_{fu} dV \quad (2.49)$$

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho f) dV + \int_S \rho f u_i n_i dS = \int_S \Gamma_f \frac{\partial f}{\partial x_i} n_i dS \quad (2.50)$$

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho g) dV + \int_S \rho g u_i n_i dS = \int_S \Gamma_g \frac{\partial g}{\partial x_i} n_i dS \quad (2.51)$$

Sustav se sastoji od: goriva, O₂, CO₂, H₂O, N₂, ali transportna jednačba se rješava samo za gorivo (2.49). Maseni udjeli ostalih kemijskih vrsta dobivaju se iz stehiometrijskih jednačbi za potpuno izgaranje [12].

$$\begin{aligned}y_{O_2} &= a_1[(1-f) - S(f - y_{fu})] \\y_{N_2} &= a_2(1-f) \\y_{Pr} &= 1 - y_{fu} - y_{O_2} - y_{N_2} \\y_{CO_2} &= a_3 y_{Pr} \\y_{H_2O} &= a_4 y_{Pr}\end{aligned}$$

(2.52)

U navedenim jednačbama (2.52) y_i (gdje je $i = O_2, N_2, Pr, CO_2, H_2O$) predstavlja maseni udio pojedine vrste u mješavini. Parametar a_i ($i = 1, 2, 3, 4$) se definira kao:

$$a_1 = (1-g) \cdot f_{O_2} + g \cdot f_{O_2,g}$$

(2.53)

gdje a_1 predstavlja maseni udio kisika u oksidatoru.

$$a_2 = (1-g) \cdot f_{N_2} + g \cdot f_{N_2,g}$$

(2.54)

Veličina a_2 označuje maseni udio dušika u oksidatoru, a f_{O_2} i f_{N_2} predstavljaju masene udjele kisika odnosno dušika u zraku ($f_{N_2} = 0.768$, $f_{O_2} = 0.232$).

Oznake a_3 i a_4 predstavljaju masene udjele CO₂ i H₂O u produktima izgaranja.

$$a_3 = \frac{nM_{CO_2}}{nM_{CO_2} + \frac{m}{2}M_{H_2O}}$$

(2.55)

$$a_4 = \frac{\frac{m}{2}M_{H_2O}}{nM_{CO_2} + \frac{m}{2}M_{H_2O}}$$

(2.56)

Stehiometrijski omjer zraka i goriva određuje se:

$$S = \frac{\left(n + \frac{m}{4} - \frac{k}{2}\right) M_{O_2}}{a_1 \cdot M_{fu}} \quad (2.57)$$

gdje n , m , k označavaju broj ugljikovih, vodikovih i kisikovih atoma u molekuli goriva. Molarne mase pojedine kemijske vrste izražene su kao M_i ($i = N_2, O_2, CO_2, H_2O$).

Kako bi se model izgaranja upotpunio te kako bi se odredio izvorski član S_{fu} u jednadžbi (2.49), u ovom radu primjenjuje se model raspada vrtloga (eng. *Eddy break-up model*).

2.4.2. Eddy break-up model

Eddy break-up model pretpostavlja da su reaktanti (gorivo i oksidator), sadržani u istim vrtlozima, odvojeni od vrtloga koji sadržavaju vruće produkte izgaranja. Vrijeme odvijanja kemijskih reakcija uobičajeno je puno brže od procesa turbulentnog miješanja, stoga se pretpostavlja da brzina izgaranja ovisi o miješanju, na molekularnoj razini, vrtloga koji sadrže reaktante i vruće produkte izgaranja. Time se zanemaruju procesi kemijske kinetike [13]. Drugim riječima brzina odvijanja reakcija ovisi o brzini raspada vrtloga, točnije pretpostavlja se da je brzina izgaranja goriva obrnuto proporcionalna brzini turbulentnog miješanja (k/ε), i određuje se:

$$w_F = A \frac{\varepsilon}{k} \min\left(y_F, \frac{y_{Ox}}{S}, B \frac{y_{Pr}}{1 + S}\right) \quad (2.58)$$

Gdje y označuje maseni udio goriva, kisika, produkata, A i B su empirijski koeficijenti koji se određuju za svaki slučaj posebno. U ovom radu odabrane vrijednosti koeficijenata su $A = 2$, $B = 1$. S predstavlja već spomenuti stehiometrijski omjer, ali između kisika i goriva. Prva dva člana operatora „min(...)“ određuju nalazi li se gorivo ili kisik u limitirajućoj količini, a treći član opisuje vjerojatnost reakcije koji osigurava da se plamen nije proširio u područje gdje nema zastupljenih vrućih produkata izgaranja [13].

2.5. Model emisija

Izgaranjem fosilnih goriva, kako bi se zadovoljili današnji zahtjevi za energijom, dovodi do otpuštanja raznih zagađivača. Jednu takvu skupinu predstavljaju dušikovi oksidi (NO_x), koji predstavljaju veliki problem jer mogu biti opasni kako za čovjeka tako i za okoliš.

Kod svih procesa izgaranja, pa tako i kod motora s unutrašnjim izgaranjem 90 do 95% ukupnih NO_x emisija predstavlja dušikov oksid (NO) [12]. Za formiranje NO potrebne su izrazito visoke temperature kako bi se razbila jaka trostruka veza molekule N₂, dok za nastajanje dušikovih dioksida (NO₂) pogoduju niže temperature. Uzimajući u obzir navedeno, prilikom modeliranja emisija fokus se stavlja na formiranje dušikovih oksida.

2.5.1. Model NO_x emisija

Razvijena su tri mehanizma za opisivanje nastajanja dušikovih oksida (NO) tijekom izgaranja:

- Termalni NO
- Promptni NO
- NO iz goriva

U ovom radu korišten je termalni NO mehanizam, koji u obzir uzima utjecaj kisikovih, dušikovih, vodikovih radikala na formiranje NO. Faktori koji utječu na formiranje termalnog NO su temperatura, atomski kisik, koncentracija dušika. Od navedenih najbitnija je temperatura. Formiranje NO značajno je na temperaturama iznad 1550^o C, jer dolazi do razbijanja jakih trostrukih veza unutar atmosfere molekule dušika. Na temperaturama ispod 760^oC formiranje NO-a je zanemarivo [12].

Termalni NO mehanizam opisan je kemijskim reakcijama koje imaju dodatan naziv *prošireni Zeldovich mehanizam* (eng. *Extended Zeldovich Mechanism*).



Gdje k_1 , k_2 , k_3 predstavljaju brzine odvijanja reakcija u oba smjera. Potrebni koeficijenti dobivaju se iz već spomenutog Arrheniousovog zakona (2.44).

Iz posljednje tri jednadžbe može se izvesti izraz za promjenu koncentracije NO:

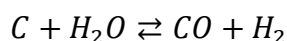
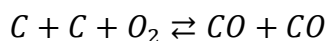
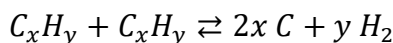
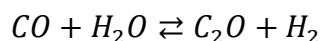
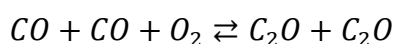
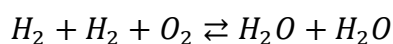
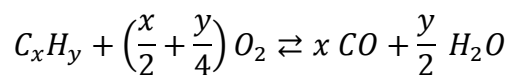
$$\frac{dc_{NO}}{dt} = k_{1f}c_Oc_{N_2} + k_{2f}c_Nc_{O_2} + k_{3f}c_Nc_{OH} - k_{1b}c_{NO}c_N - k_{2b}c_{NO}c_O - k_{3b}c_{NO}c_H \quad (2.62)$$

gdje koeficijenti s indeksom b označavaju brzinu reakcije u povratnom smjeru (prema lijevo), dok s indeksom f prema desno.

2.5.2. Model emisije čađe

Proces formiranja čađe simuliran je reduciranim kinetičkim modelom, koji uključuje sedam kemijskih reakcija plinovite faze, sa samo jednom dodatnom kemijskom vrstom za čađu.

Primijenjeni reducirani mehanizam opisan je sa sljedećim kemijskim reakcijama:



gdje C predstavlja čađu. Reakcijski parametri za primarno nastajanje čađe se mijenjaju s omjerom zrak/gorivo [5].

Opisani model ne uključuje sve reakcije koje se odvijaju tijekom formiranja čađe, nego samo one koje su smatrane najbitnijima za proces, što je za inženjersku primjenu pokazalo dostatnim.

2.6. Model zračenja

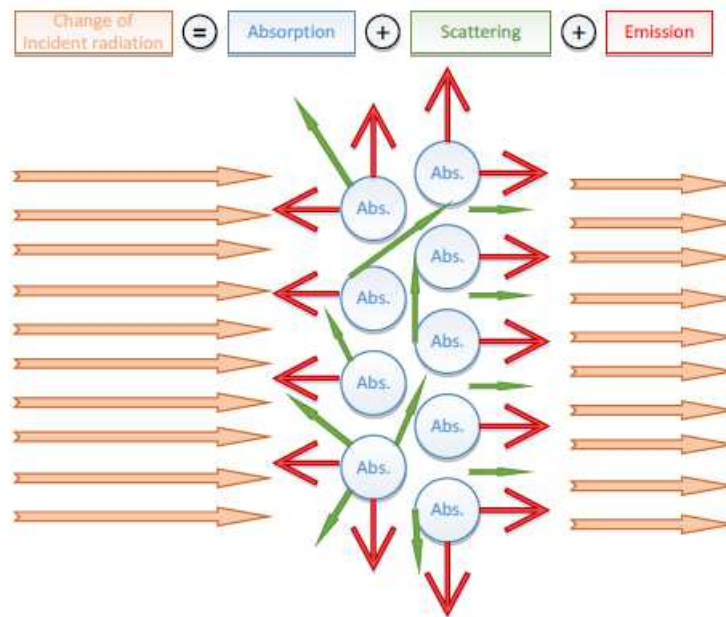
Prijenos topline zračenjem u participirajućem mediju podrazumijeva njegovu apsorpciju, emitiranje i raspršivanje zračenja. Navedena tri svojstva medija nisu konstantna, već ovise o valnoj duljini zračenja, temperaturi i kemijskom sastavu medija što predstavlja zahtjevan i dugotrajan zadatak.

Istraživanja su ustanovila da prijenos topline zračenjem, pri visokim radnim temperaturama, ima značajan utjecaj na sveukupni temperaturni profil, a time i na formiranje zagađivača kod bojlera, peći, geometrijski većih motora su unutarnjim izgaranjem (traktorski, kamionski) [5].

Jednadžba prijenosa topline zračenjem (*eng. Radiative Transfer Equation, RTE*) opisuje ponašanje elektromagnetskog zračenja dok prolazi kroz participirajući medij. RTE se može zapisati u svom punom obliku kao:

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} = \underbrace{\kappa(\vec{r})I_b(\vec{r})}_{\text{Emisija}} - \underbrace{(\kappa + \sigma_s)(\vec{r})I(\vec{r}, \vec{s})}_{\text{Apsorpcija i raspršenje}} + \underbrace{\frac{\sigma_s(\vec{r})}{4\pi} \int_{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{r}, \vec{s}, \vec{s}') d\Omega'}_{\text{Raspršenje}} \quad (2.63)$$

Lijeva strana predstavlja promjenu intenziteta zračenja I u smjeru njegova širenja (u smjeru vektora \vec{s}). Član koji opisuje emisiju zračenja, nastoji povećati intenzitet I . Naime svaka čestica, zbog svoje temperature, zrači vlastitu količinu energije koja se pribraja upadnom zračenju intenziteta I . Drugi član predstavlja smanjenje intenziteta zbog apsorpcije i raspršivanja zračenja. Dio upadnog zračenja pohranjuje se u obliku unutarnje energije medija, a dio mijenja smjer širenja, tj. zračenje ne putuje u smjeru vektora \vec{s} i može se zanemariti. Posljednji član pozitivno utječe na promjenu intenziteta zračenja, fizikalno se objašnjava tako da zračenje sa svojim početnim smjerom širenja \vec{s}' prolaskom kroz medij mijenja u smjer vektora \vec{s} . Kako se promjena intenziteta promatra po vektoru \vec{s} , „novo“ upadno zračenje definira se kao prirast.



Slika 2. 2. Shema prijenosa topline zračenjem u participirajućem mediju [5]

Zračenje u participirajućem mediju modelirano je korištenjem metode diskretnih ordinata (eng. *Discrete Ordinates Method*, DOM), koja rješava RTE za konačan broj diskretnih kutova, od kojih svaki ima svoj vektor s_i ($i = 1, 2, \dots, n$) fiksiran u globalnom Kartezijevom sustavu (diskretizacija prostornog kuta). Time se integral iz jednadžbe (2.63) po smjeru može zamijeniti sumom, te se dobiva:

$$\frac{\partial I^l}{\partial s^l} = -(\kappa + \sigma_s)I^l + \kappa \left(\frac{\sigma T^4}{\pi} \right) + \frac{\sigma_s}{4\pi} \sum_{l=1}^M I^l \Phi^l \Delta\Omega^l \quad (2.64)$$

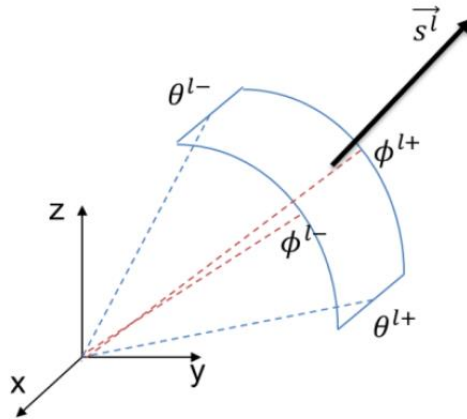
gdje je κ koeficijent apsorpcije, σ_s označava koeficijent raspršenja, Φ predstavlja funkciju raspršenja koja govori koliko se intenzitet zračenja mijenja prilikom raspršenja. s^l označava smjer ordinate sa svojim prostornim kutom $\Delta\Omega^l$.

Svaki oktant diskretizira se u $N_\phi \times N_\theta$ kontrolnih kutova, gdje θ i ϕ predstavljaju polarne odnosno azimutne kutove. Promjene kutova $\Delta\theta$ i $\Delta\phi$ su konstantne.

Rubni uvjeti za difuzijske površine (zidove cilindra) se računaju samo za one smjerove koji su orijentirani prema računalnoj domeni, prema jednadžbi:

$$I_{bnd}^l = \epsilon \frac{n_r^2 \sigma T^4}{\pi} + \frac{1 - \epsilon}{\pi} \sum_{(s^l \cdot n_i) < 0}^k I^k \cdot |n_i s_i| \Delta \Omega^k \quad (2.65)$$

Gdje ϵ emisivnost površine zida, n_r je indeks loma [5].



Slika 2. 3. Diskretizacija prostornog kuta [5]

Jednadžbu (2.64) treba riješiti za svaki diskretizirani prostorni kut, preporučuje se da je minimalni broj osam [5]. Kada se intenzitet upadnog zračenja izračuna za svaki smjer ordinate, upadno zračenje G se računa kao:

$$G = \sum_{i=1}^M I^i \cdot \Delta \Omega^i \quad (2.66)$$

gdje n predstavlja broj kontrolnih kutova. Povezanost između prijenosa topline zračenjem i zakona o očuvanju energije za svaki volumen u računalnoj domeni se modelira tako da zračenje predstavlja izvor u energijskoj bilanci [5].

$$S_e = \kappa(G - 4\sigma T^4) \quad (2.67)$$

Model koeficijenta apsorpcije

Ukupni koeficijent apsorpcije κ dobiva se korištenjem modela težinske sume sivih plinova (eng. *Weighted Sum of Gray Gases Model*, WSGGM). Pojam sivog plina podrazumijeva neovisnost

koeficijenta apsorpcije κ , a po Kirchhoffovom zakonu i koeficijenta emisije ε , o valnoj duljini λ elektromagnetskog zračenja. Unutar cilindra motora, postojeći medij se aproksimira mješavinom sivih plinova (vodena para, ugljični dioksid, čađa), kako bi se olakšao postupak određivanja koeficijenta apsorpcije. Izraz iz kojeg se određuje zapisuje se kao [5]:

$$\kappa = -\frac{\ln(1 - \varepsilon)}{s} + \kappa_s \quad (2.68)$$

gdje κ_s predstavlja koeficijent apsorpcije čađe, s označuje debljinu apsorpcijskog medija.

$$s = 3.6 \frac{\Delta V}{A_{tot}} \quad (2.69)$$

Koeficijent emisije ε iz jednadžbe (2.67) se dobiva iz izraza:

$$\varepsilon = \sum_{i=0}^2 \alpha_i (1 - e^{-\alpha_i p s}) \quad (2.70)$$

gdje α_i predstavlja težinski faktor i -tog sivog plina koji je ovisan samo o temperaturi. Koeficijent apsorpcije α_i i -tog plina određuje se preko parcijalnih tlakova p za vodenu paru i ugljikov dioksid [10].

Koeficijent apsorpcije čađe se određuje pomoću izraza:

$$\kappa_s = 0.672 T c \quad (2.71)$$

oznaka c predstavlja maseni udio čađe, a T se odnosi na temperaturu.

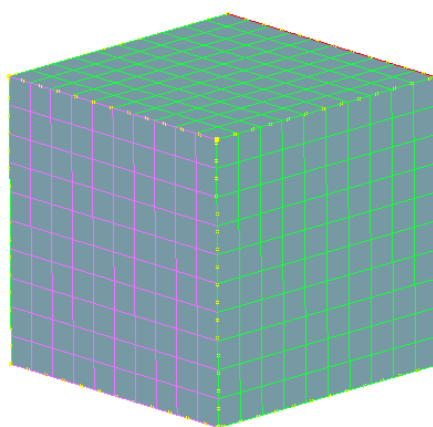
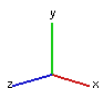
3. NUMERIČKE POSTAVKE

Numeričke simulacije su izvršene su u komercijalnom programskom paketu AVL FIRE™. U ovom poglavlju prvotno će biti prikazane numeričke postavke validacijskog slučaja kojim se provjerava ispravnost korištenog DOM modela za proračun prijenosa topline zračenjem. Zatim će se prikazati numeričke postavke modela motora.

3.1. Validacijski slučaj

3.1.1. Mreža

Ispravnost modela testirana je na jednostavnoj geometriji, točnije između dvije paralelne ploče različitih temperatura.



Slika 3. 1. Mreža validacijskog testa

Detalji mreže dani su tablici 3.1:

Tablica 3. 1. Detalji mreže

Udaljenost između ploča	1 m
Volumen	1 m ³
Broj kontrolnih volumena	10 x 10 x 10

3.1.2. Trajanje simulacije

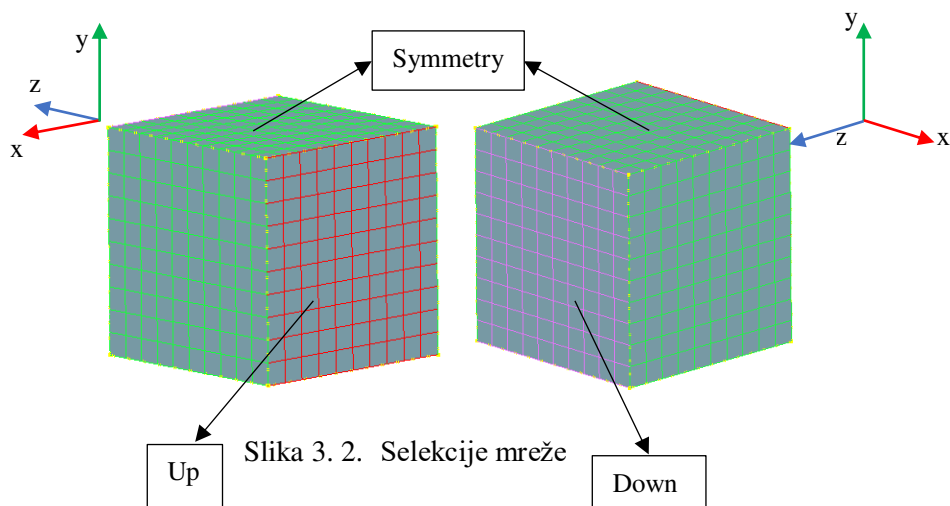
Vrijeme trajanja simulacije iznosi 20 sekunda s vremenskim korakom od 0.1 sekunde, kao što je prikazano na tablici 3.2:

Tablica 3. 2. Postavke trajanja simulacije

Run mode	Time step
Delta t	0.1 s
End time	20 s

3.1.3. Početni i rubni uvjeti

Rubni uvjeti definirani su na „Up“ i „Down“ paralelnim pločama, definirani u tablici 3.3



Tablica 3. 3. Rubni uvjeti

Površina	Rubni uvjet
Up	Tip: Wall Temperatura: 0 K Emisivnost (ϵ): 1
Symmetry	Tip: Symmetry
Down	Tip: Wall Temperatura: 2000 K Emisivnost (ϵ): 1

Uzeto je da je plin koji se nalazi između paralelnih ploča zrak sa svojim početnim uvjetima prikazanim u tablici 3.4:

Tablica 3. 4. Početni uvjeti

Tlak	100000 Pa
Gustoća	1.2 kg/m ³
Temperatura	1000 K
Koeficijent apsorpcije	0.1 m ⁻¹

3.2. Motor s unutarnjim izgaranjem

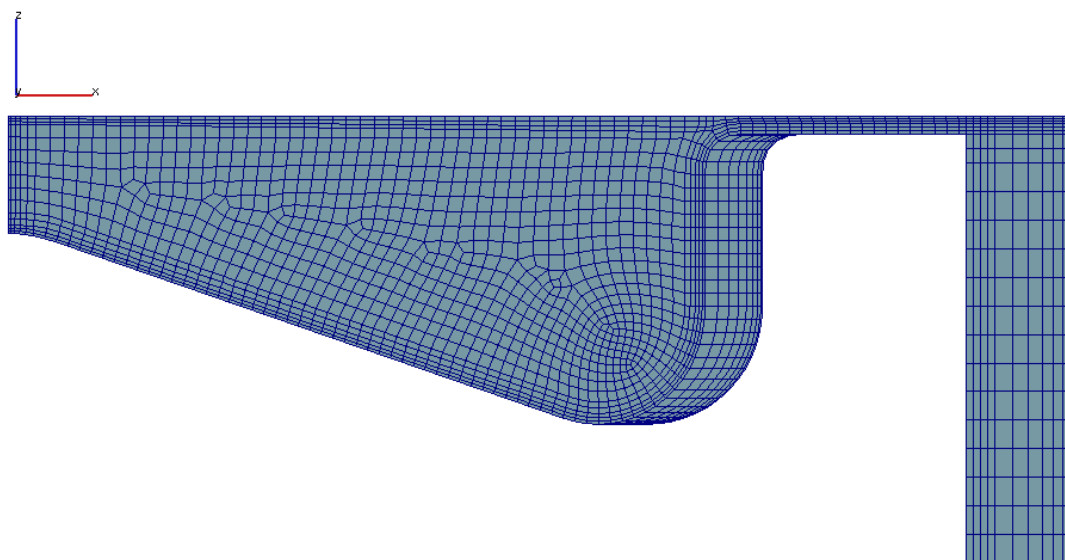
Motor za koji su se provele računalne simulacije izrađen je teške radne uvjete, odnosno za pogon traktora i autobusa. Njegove karakteristike prikazane su u tablici 3.5:

Tablica 3. 5. Tehničke karakteristike motora

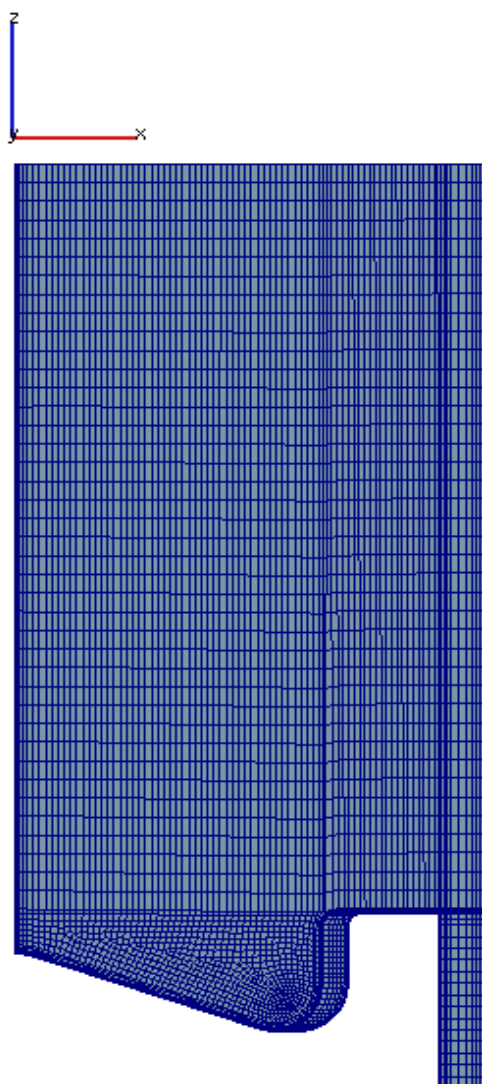
Promjer cilindra	130 mm
Radni hod	150 mm
Radni volumen	1.99 dm ³
Broj rupa na sapnici	8
Duljina klipnjače	250 mm
Brzina vrtnje motora	1420 min ⁻¹
Kompresijski omjer	16.3

3.2.1. Mreža

Za računalnu mrežu koristi se samo osmina cilindra motora, jer sapnica ima osam otvora kroz koje se ubrizgava gorivo. Time se značajno smanjuje vrijeme trajanja računalne simulacije. Provjerom kvalitete mreže, ne pokazuje negativne volumene, a većina elemenata su heksaedri. Slike 3.3 i 3.4 prikazuju mrežu u gornjoj i donjoj mrtvoj točki.



Slika 3. 3. Mreža u gornjoj mrtvoj točki (GMT)



Slika 3. 4. Mreža u donjoj mrtvoj točki (DMT)

Detalji mreže dani su u tablici 3.6:

Tablica 3. 6. Detalji mreže

	GMT	DMT
Volumen	16.28 cm ³	265.14 cm ³
Broj elemenata	27217	76908
Kompresijski omjer	16.3	

3.2.2. Vrijeme trajanja simulacije

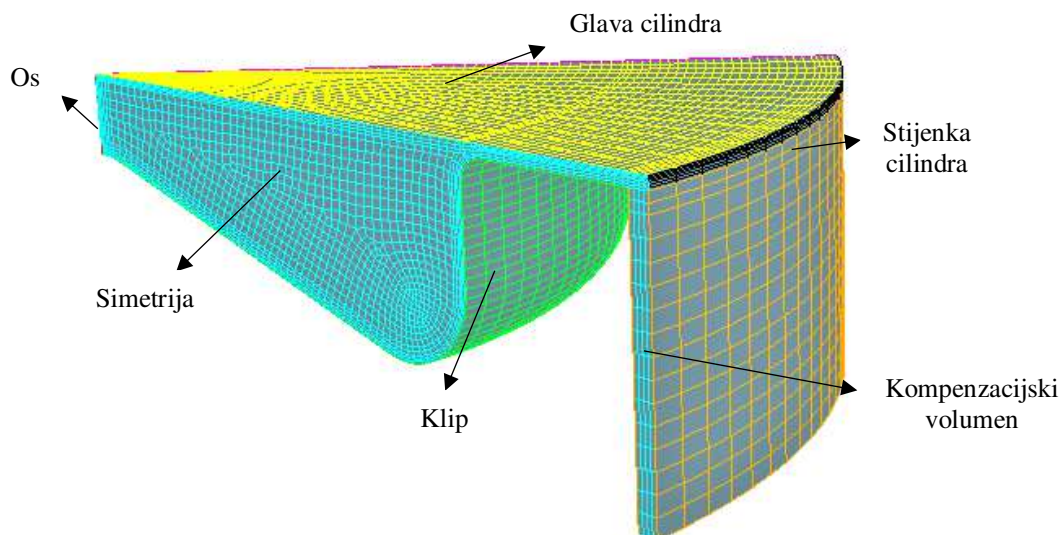
Simulacija rada motora započinje na 247 °OV, a završava na 470 °OV. Za vrijeme rada motora usisni i ispušni ventili su zatvoreni, dok se procesi kompresije, ubrizgavanja, izgaranja i ekspanzije odvijaju. Ubrizgavanje goriva započinje kada vratilo dosegne poziciju 360 °OV i traje do 375 °OV. Vremenski korak, ovisan o stupnju koljenastog vratila, se smanjuje upravo za vrijeme ubrizgavanja kako bi se proces spreja prikazao što točnijim.

Tablica 3. 7. Diskretizacija vremenskog koraka

Do okretaja vratila, °	Vremenski korak, °
248	0.1
360	1
375	0.1
400	0.2
420	0.5
470	1

3.2.3. Rubni uvjeti

Rubni uvjeti motora unaprijed su zadani i postavljaju se na definirane selekcije. Za selekcije glave, stijenke cilindra te klipa korišteni su rubni uvjeti s konstantnom temperaturom. Cilindar motora je simetričan s obzirom na os cilindra, stoga se promatra samo jedna osmina ukupnog cilindra.



Slika 3. 5. Prikaz selekcija računalne mreže

Tablica 3. 8. Rubni uvjeti

Selekcija	Rubni uvjeti
Klip	Tip: Zid Temperatura: 510 K
Stijenka cilindra	Tip: Zid Temperatura: 410 K
Os	Tip: Simetrija
Simetrija	Tip: Periodički ulaz/izlaz fluida
Kompenzacijski volumen	Tip: Zid Adijabatski rubni uvjet zida
Glava klipa	Tip: Zid Temperatura: 500 K

3.2.4. Početni uvjeti

Na početku simulacije pretpostavlja se da je cilindar motora ispunjen samo zrakom za kojeg je potrebno definirati početne uvjete. Tlak je dobiven iz eksperimentalnih podataka, a temperatura je zadana. Uzima se u obzir vrtloženje zraka sa smjerom rotacije oko osi Z, koja je ujedno i os simetrije cilindra.

Tablica 3. 9. Početni uvjeti

Tlak	210000 Pa
Gustoća	1.19 kg/m ³
Temperatura	383 K
Turbulentna kinetička energija	2 m ² /s ²
Vrtloženje	1008 min ⁻¹

3.2.5. Postavke solvera

3.2.5.1. Podrelaksacijski faktori

Podrelaksacijski faktori iskazuju koji dio proračunate vrijednosti iz posljednje iteracije će se uzeti u obzir u idućoj iteraciji [3]. Niže vrijednosti podrelaksacijskih faktora doprinose stabilnosti numeričke simulacije, ali produžuju vrijeme računanja.

Tablica 3. 10. Korišteni podrelaksacijski faktori

Moment	0.6
Tlak	0.1
Turbulentna kinetička energija	0.4
Turbulentna energija disipacije	0.4
Energija	0.8
Jednadžba transporta kemijskih vrsta	0.8
Viskoznost	1

3.2.5.2. Kriterij konvergencije

Prilikom rješavanja nelinearnih algebarskih jednadžbi teži se da reziduali iteracija budu što bliže nuli. Kriteriji konvergencije predstavljaju granicu ispod koje vrijednosti reziduala moraju pasti kako bi se iterativni postupak zaustavio. Ukoliko vrijednost reziduala nije manja od traženog iznosa iteracija se obavlja u maksimalni broj navrata.

Tablica 3. 11. Kriterij konvergencije

Maksimalni broj iteracija	100
Minimalni broj iteracija	3
Tlak	0.0001
Moment	0.0001
Energija	0.0001

3.2.6. Postavke spreja

Sprej modul sadrži sve potrebne parametre za simuliranje procesa. Odabrano je Diesel gorivo već zadanih karakteristika u AVL FIRE™ programu. Gorivo ulazi u računalnu domenu s temperaturom od 350 K. Podmodeli spreja prikazani su u tablici 3.12:

Tablica 3. 12. Korišteni podmodeli spreja

Model sile otpora	Schiller Naumann
Model interakcije čestica	O'Rourke
Model interakcije s zidom	Walljet1
Model isparavanja	Dukowicz
	$E_1 = E_2 = 0.5$
Model raspada	Wave
	$C1 = 0.61$
	$C2 = 15$

Tablica 3.13 govori o različitim veličinama parcela koje se ubrizgavaju. Za to se definiraju tri parametra. Prvi, broj parcela različitih veličina koje se ubrizgavaju u jednom vremenskom koraku (NSIZES). Broj lokacija ubrizgavanja radijalnih parcela (NINTRO) i broj lokacija ubrizgavanja kružnih parcela (NCIRCD). Ukupan broj parcela koje se ubrizgavaju sa svakim vremenskim korakom jednak je umnošku ova tri parametra $NSIZES \times NINTRO \times NCIRCD$ [11].

Tablica 3. 13. Ubrizgavanje različitih parcela

NSIZES	3
NINTRO	3
NCIRCD	3

Potrebne informacije o geometriji sapnice se mjere ili dobivaju od proizvođača. Tablica 3.14 prikazuje geometriju sapnice.

Tablica 3. 14. Geometrija sapnice

Pozicija	(0, 0, -2.3) mm
Smjer	(0, 0, 1)
Volumen ubrizganog goriva	9.7625 mm ³
Kut spreja delta 1	152°
Promjer oboda izlaza sapnica	4 mm
Vanjski promjer otvora sapnice	0.21 mm

3.2.7. Postavke izgaranja

Izgaranje u ovom radu modelirano je pomoću modela raspada vrtloga (eng. *Eddy break-up model*) i standardnog modela transporta kemijskih vrsta. U tablici 3.14 prikazane su korištene postavke.

Tablica 3. 15. Postavke izgaranja

Samozapaljenje	Diesel MIL
Koeficijent <i>A</i>	2
Koeficijent <i>B</i>	1

Empirijski koeficijenti, *A* i *B* se često modificiraju kako bi se poboljšalo predviđanje procesa izgaranja. Konstanta *B* obilježava kočenje procesa izgaranja pri nižim temperaturama, stoga nema veliki utjecaj na proces izgaranja s obzirom da se unutar cilindra razvijaju temperature koje su puno više od točke samozapaljenja goriva. Ukoliko se konstanta *A* smanji, smanjuje se i volumenska potrošnja goriva opisana jednadžbom (2.58) [14].

3.2.8. Postavke zračenja

Postavke prijenosa topline zračenjem za oba slučaja je identičan. Za određivanje izvorskog člana zračenja potrebno je uzeti u obzir doprinos svakog kontrolnog kuta prijenosu topline zračenjem. Ukupan broj kontrolnih kutova iznosi osam. Zidovi cilindra pretpostavljaju se idealno crnim tijelima sa odgovarajućim iznosom emisivnosti ϵ . Kriterij konvergencije postavlja se za upadno zračenje *G*. Kako bi se smanjilo vrijeme proračunavanja, RTE se rješava za svaku desetu iteraciju toka fluida.

Tablica 3. 16. Postavke zračenja

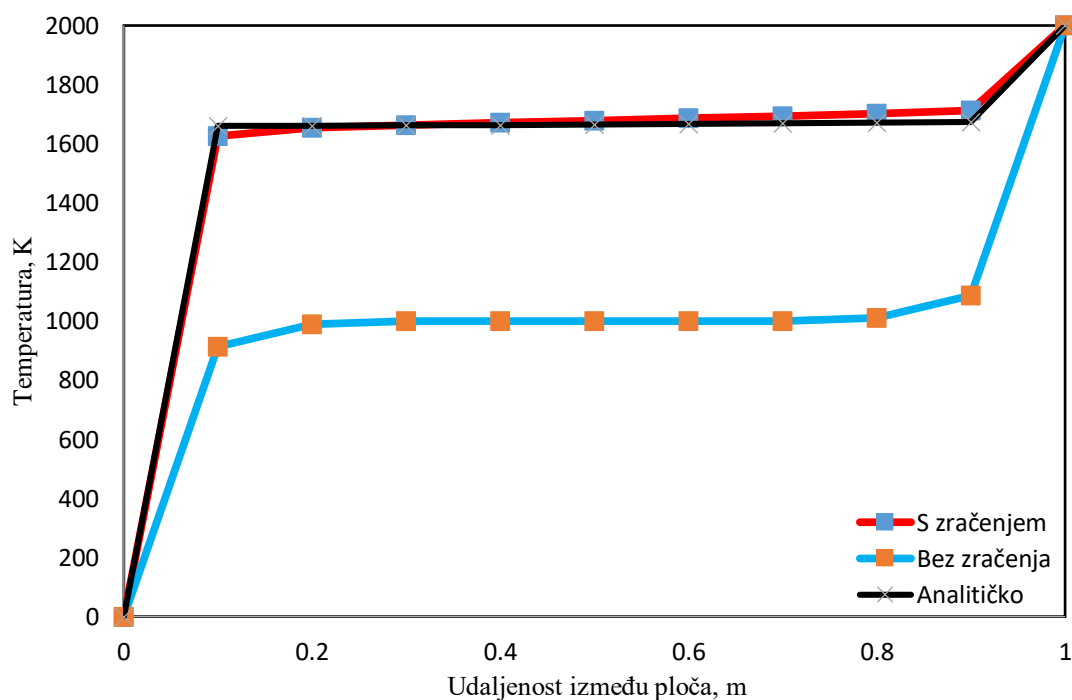
θ	2
Φ	4
Koeficijent apsorpcije <i>a</i>	0.1 m ⁻¹
Kriterij konvergencije	0.001
Emisivnost zidova ϵ	1

4. REZULTATI

U ovom poglavlju će se prvo prikazati rezultati simulacije validacijskog testa, zatim rezultati unutar cilindra motora. Rezultati će se uspoređivati kada je prijenos topline zračenjem uzet u obzir te kada je zanemaren.

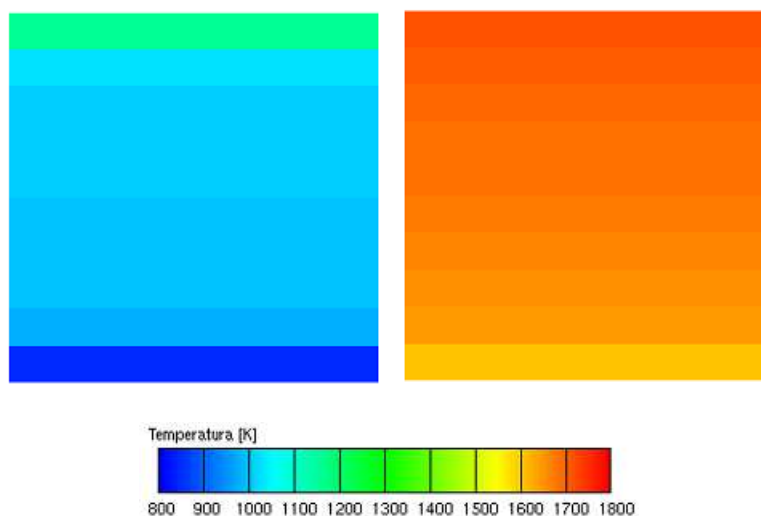
4.1. Rezultati validacijskog testa

Rezultati simulacije za slučaj prijenosa topline zračenjem uspoređuju se s dobivenim analitičkim rješenjem. Slika 4.1. prikazuje temperaturna polja između dvije paralelne ploče različitih temperatura, također jasno se vidi sličnost analitičkih rezultata s rezultatima dobivenih korištenjem metode diskretnih ordinata zajedno s metodom konačnih elementa. Za slučaj zanemarivanja prijenosa topline zračenjem, na udaljenosti 0.2 m od gornje i donje ploče ustalila se temperatura od 1000 K, tj. na temperaturni profil značajnije utječe konvektivni prijenos topline.



Slika 4. 1. Grafički prikazani rezultati simulacija validacijskog testa

Na slici 4.2. prikazana je raspodjela temperature između ploča po presjeku, lijeva slika predstavlja slučaj bez prijenosa topline zračenjem, a desna slučaj s zračenjem. Profil je prikazan za sami kraj simulacije, tj. za $t = 20$ s.



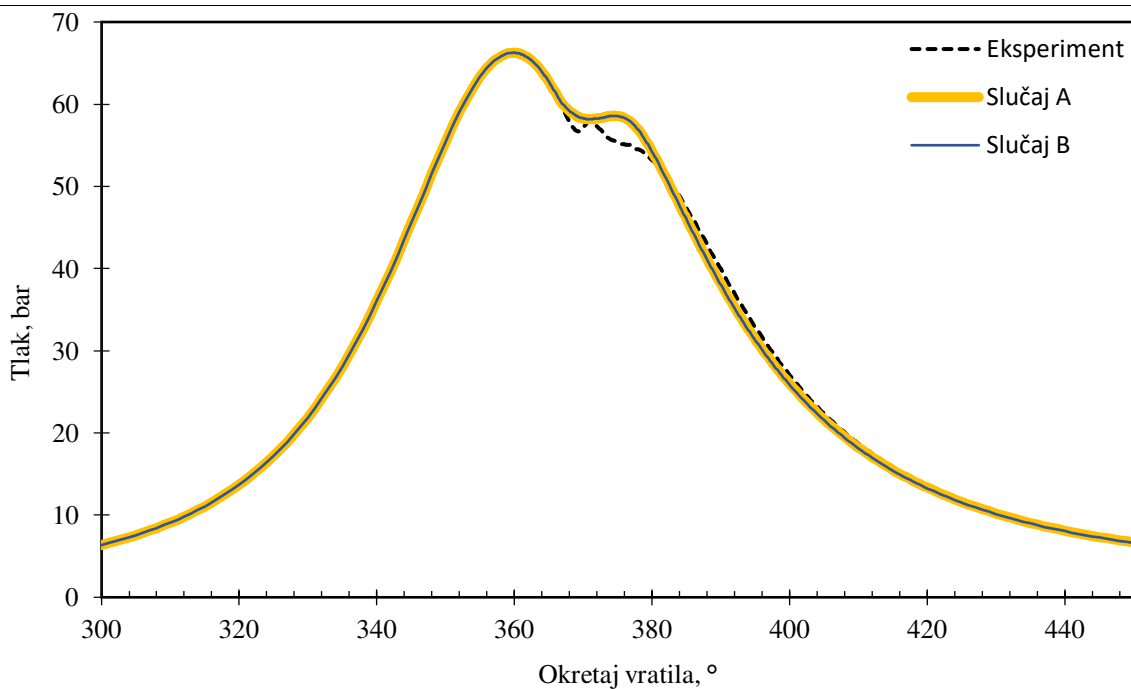
Slika 4. 2. Temperaturni profili za oba slučaja

4.2. Rezultati simulacija za cilindar motora za teške radne uvjete

Dobiveni rezultati će se prikazati grafički i u trodimenzionalnom (3D) obliku. Uspoređivat će se razvijeni tlakovi i temperature unutar cilindra motora te objasniti njihov utjecaj na formiranje onečišćujućih tvari. Jednostavnosti radi, slučaj „A“ će predstavljati slučaj bez prijenosa topline zračenjem, dok će slučaj „B“ odgovarati slučaju u kojem je prijenos topline zračenjem uzet u obzir.

4.2.1. Usporedba tlaka

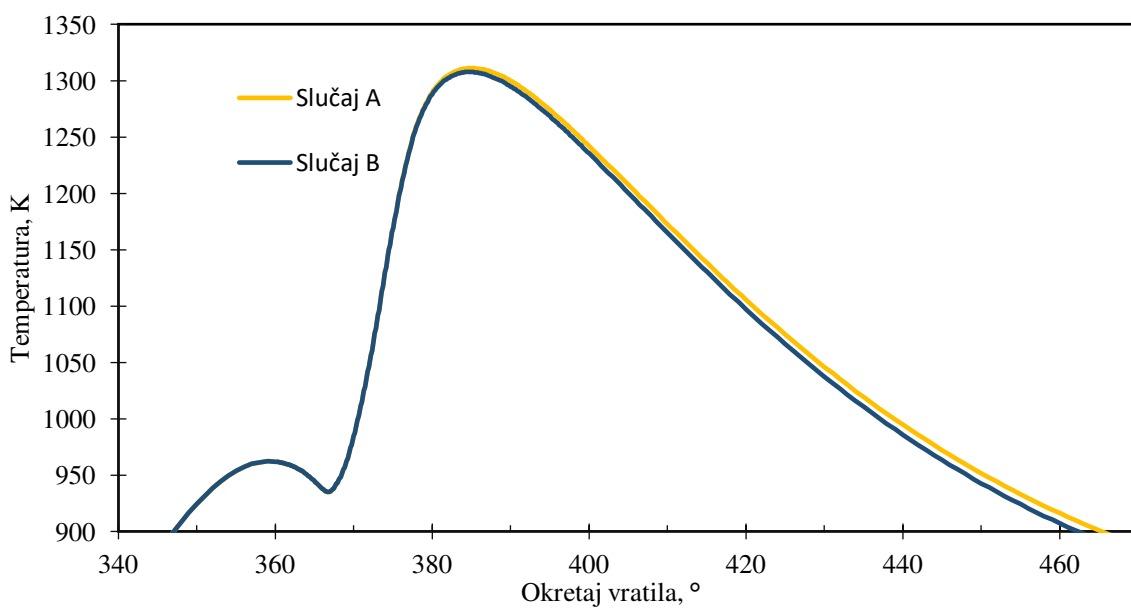
Slika 4.3. prikazuje raspodjelu apsolutnog tlaka razvijenog unutar cilindra motora. Odmah se uočava poklapanje krivulja za slučajeve A i B, što je i bilo za očekivati s obzirom na činjenicu da se ubrizgava ista masa goriva, u identičnom vremenskom intervalu, te miješanje s oksidatorom istog stanja. Odstupanje od eksperimentalnih podataka nastupa nakon GMT (360°), kada započinje ubrizgavanje goriva. Točka infleksije predstavlja početak zapaljenja goriva, zbog oslobađanja kemijske energije iz goriva dolazi do naglog porasta u tlaku, koji nije toliko izražen u slučajevima A i B. Bitno je naglasiti kako početak zapaljenja (točka infleksije) nastupa kasnije u slučajevima A i B s odgodom od približno 2° OV, što iznosi približno jednu desetinku sekunde.



Slika 4. 3. Grafički prikaz rezultata tlaka

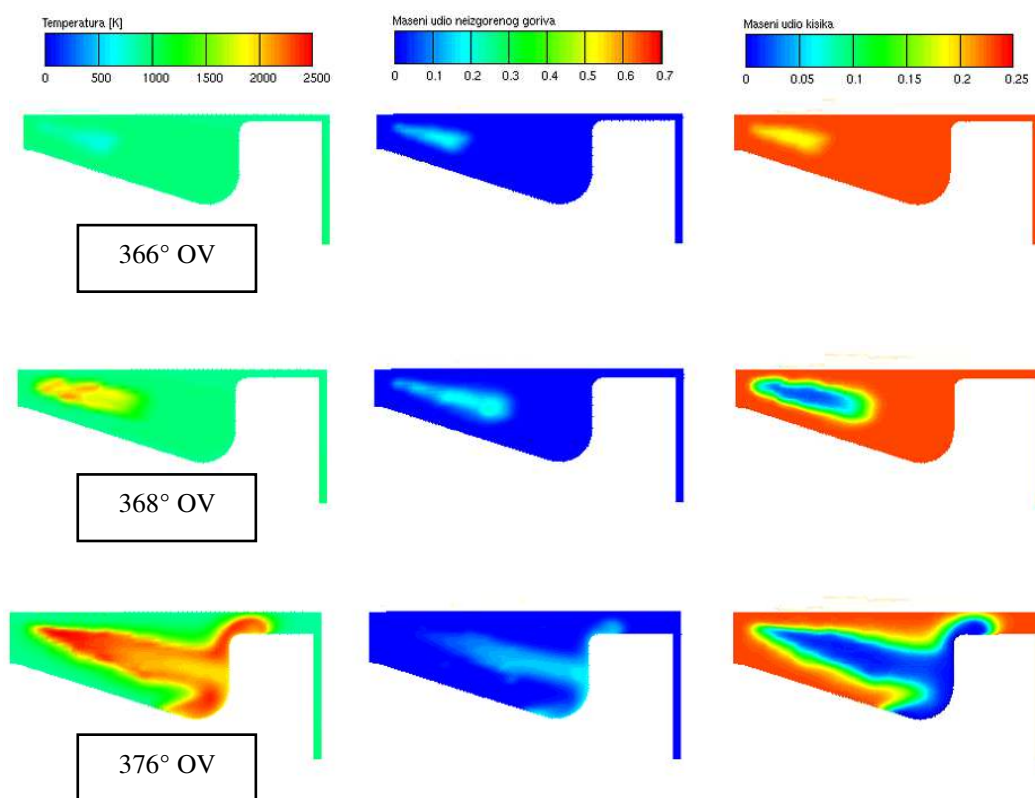
4.2.2. Usporedba temperature

Poklapanje rezultata temperaturnih profila traje sve do približno 380° OV što odgovara položaju u kojem gorivo još uvijek izgara. Čađa, koja se razvija izgaranjem, apsorbira veliki udio upadnog zračenja u visokotemperaturnim područjima, što rezultira nižom temperaturom u slučaju B. Maksimalna neusklađenost u temperaturama ostvarena je tijekom kasne ekspanzije.



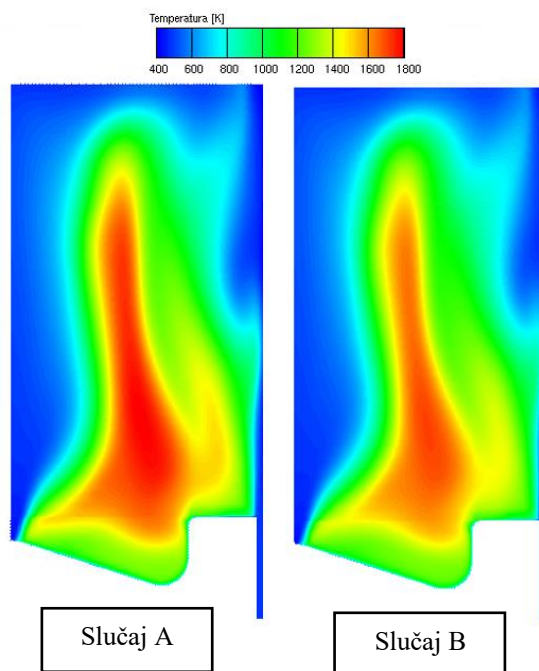
Slika 4. 4. Grafički prikaz rezultata temperature

Slika 4.5. prikazuje temperaturni profil (lijevo) zajedno s masenim udjelom kapljevite faze goriva (sredina) i masenim udjelom kisika (desno), za različite okretaje vratila. Na prvoj slici jasno se vidi kako se ubrizgava gorivo sa svojom početnom temperaturom nižom od okolne temperature plinova unutar cilindra. Toplina se predaje gorivu koje se dalje raspada na sitnije kapljice što dovodi na rubnim dijelovima spreja do prvih zapaljenja, vidljivo pri 368° OV. Upravo na tim područjima, gdje je kontakt s kisikom stehiometrijski i iznosi otprilike 0.05-0.1 ppm, dolazi do skoka u temperaturi zbog oslobađanja kemijske energije goriva u obliku topline. Na slikama udjela goriva to je prikazano nedostatkom goriva koje je promijenilo fazu iz kapljevite u plinovitu. Predajom topline oksidatoru dodatno se ubrzava proces zapaljivanja još neizgorenog goriva. Kod 376° OV uočava se kako se unutrašnjost spreja još nije zapalila zbog nedovoljne izmješanosti sa zrakom, odnosno zbog manjka koncentracije kisika. Fronta plamena nastala bliže sapnici putuje prema stijenci klipa te time zahvaća neizgorenu masu goriva.



Slika 4. 5. 3D prikaz temperature i neizgorenog goriva

Slika 4.6. prikazuje temperaturne profile u cilindru za položaj 470° OV. Razlika između temperatura u visokotemperaturnim područjima iznosi skoro 40 K. Razlog tomu je apsorpcija upadnog zračenja produkata izgaranja kao što su ugljikov dioksid, vodena para i čađa. Razlike u temperaturama utjecat će na formiranje drugih onečišćujućih tvari poput dušikovih oksida.



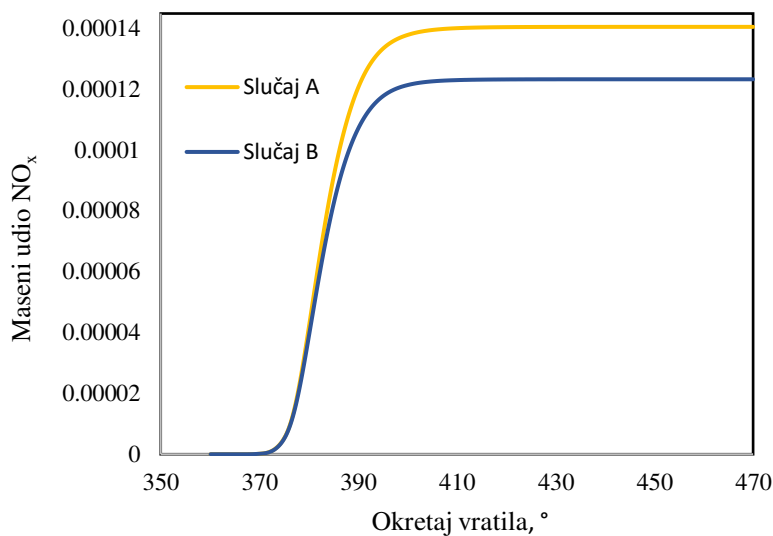
Slika 4. 6. 3D prikaz rezultata temperature

4.2.3. Usporedba nastajanja onečišćujućih tvari

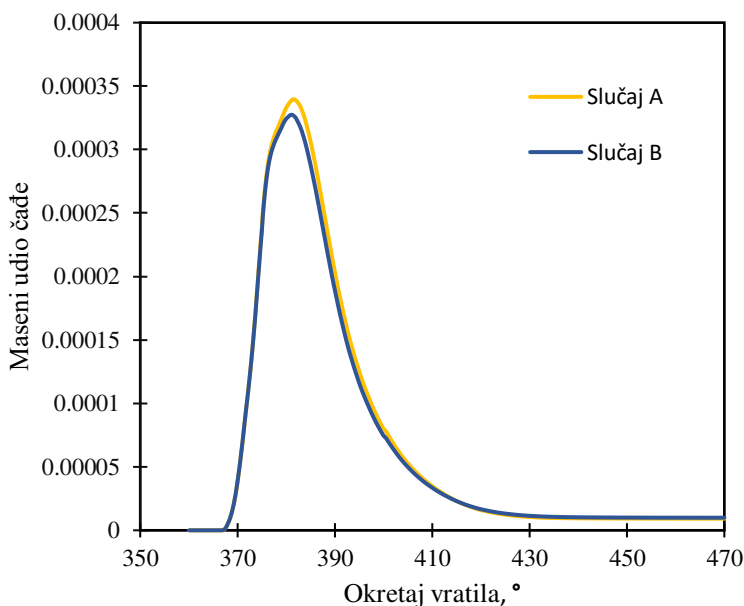
Kako je već bilo naglašeno, da bi elementarni dušik stupao u reakcije potrebno je razbiti jake trostruke veze za što je potrebna visoka temperatura. Shodno tome za očekivati je da će se više dušikovih oksida formirati u cilindru u kojem vladaju više temperature, što prema slici 4.7. odgovara za slučaj A.

	Slučaj A	Slučaj B
NO _x (ppm)	141	123
Čađa (ppm)	9.17	9.91

Tablica 4. 1. Maseni udjeli onečišćujućih tvari za 470° OV

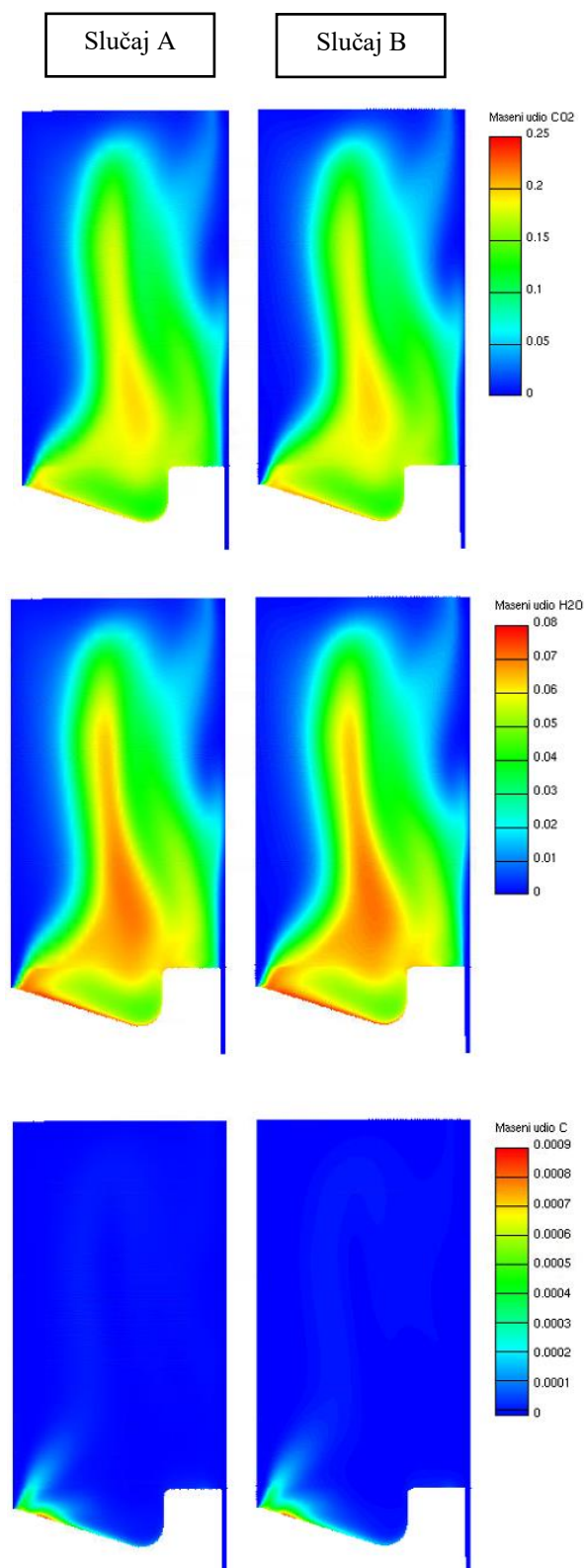
Slika 4. 7. Maseni udio NO_x plinova u cilindru

Nastajanje čestica čađe pogoduju niže temperature fluida unutar cilindra, potičući time oksidaciju čađe. Stoga se može zaključiti da bi za slučaj B udio nastale čađe trebao biti veći, međutim slika 4.8. govori suprotno. Kako se radi o motoru većih geometrija, namijenjen za autobuse i traktore, dosegnute maksimalne temperature su dosta manje od onih unutar cilindra automobilskog motora, te uzimanje u obzir prijenos topline zračenjem ne donosi veliku razliku.



Slika 4. 8. Maseni udio čađe u cilindru

Slika 4.9. prikazuje masene udjele produkata izgaranja (CO_2 , H_2O , čađa) za oba slučaja kada se otvara ispušni ventil. Bitno je ukazati na sličnost rezultata za CO_2 i H_2O sa temperaturnim profilom sa slike 4.6., jer upravo u područjima gdje su koncentracije produkata veće, veće su i razlike u temperaturi. Ugljikov dioksid i vodena para ponašaju se kao sivi plin apsorbirajući upadna zračenja. Utjecaj zračenja na formiranje stakleničkih plinova kao što su ugljikov dioksid i vodena para je zanemariv.

Slika 4. 9. Maseni udjeli za CO₂, H₂O i čađu u cilindru motora

5. ZAKLJUČAK

U ovom radu, analiziran je proces izgaranja unutar dizelskog motora u ovisnosti o prijenosu topline zračenjem. 3D simulacije bile su izvršene koristeći komercijalni softver AVL FIRE™, pomoću kojeg su dobiveni rezultati za tlak, temperaturu i udio onečišćujućih tvari. Rezultati su uspoređeni za slučaj prijenosa topline zračenjem te za slučaj zanemarivanja istog.

Za računanje jednadžbe prijenosa topline zračenjem korištene su metode diskretnih ordinata zajedno s metodom konačnih volumena. Izračun apsorpcijskog koeficijenta učinjen je pomoću težinske sume sivih plinova za H₂O, CO₂ i čađu. Postupak proračuna proveden je na pomičnoj računalnoj mreži. Najveći utjecaj prijenosa topline zračenjem vidljiv je u ekspanziji, gdje su postignuta najveća nepoklapanja temperatura, a time i koncentracija onečišćujućih tvari. Razlike između maksimalnih postignutih temperatura (za 385° OV) u cilindru iznose 4 do 5 K, dok za položaj otvaranja ispušnog ventila (470° OV) te razlike dosežu i 40K. Prijenos topline zračenjem imao je zanemariv utjecaj na profil apsolutnog tlaka unutar cilindra, dok je neslaganje s eksperimentalnim podacima vidljivo u području izgaranja, koje se pripisuje točnosti modela izgaranja Eddy Breakup. Naime, za pozicije vratila pri kojima se ostvaruje zapaljenje goriva i smjese zraka slučajevi s i bez računanja prijenosa topline zračenjem pokazuju skok u gradijentu tlaka, a prilikom ekspanzije u cilindru vrijednosti se smanjuju. Udjeli NO_x emisija se snižavaju za simulacije koje u obzir uzimaju prijenos topline zračenjem, dok je razlika u udjelu čađe zanemariva. Prethodno provedena istraživanja pokazala su da ukoliko se u obzir uzima prijenos topline zračenjem dolazi do povećanja udjela čađe, što je suprotno od dobivenih rezultata u ovom radu koji je fokusiran na motore većih geometrija. Upravo ta varijabilnost rezultata ukazuje na potrebu korištenja računalne dinamike fluida, kroz provjeru različitih konstrukcijskih i radnih parametara motora, kako bi se poboljšala energetska učinkovitost i smanjila emisija onečišćujućih tvari.

LITERATURA

- [1] Mahalec I, LZ, KD. Motori s unutarnjim izgaranjem, Udžbenik Fakulteta strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb., 2010.
- [2] Jurić F, Petranović Z, Vujanović M, Kutrašnik T, Vihar R, Wang X, et al. Experimental and numerical investigation of injection timing and rail pressure impact on combustion characteristics of a diesel engine. *Energy Convers Manag* 2019;185:730–9. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.039>.
- [3] Jurić F. Numerička simulacija procesa spreja i izgaranja. 2016.
- [4] Geringer S. Influence of Radiative Heat Transfer on NOx and Soot Formation in Large Two-Stroke Marine Diesel Engines. 2021. <https://doi.org/10.3929/ethz-b-000489745>.
- [5] Jurić F, Petranović Z, Vujanović M, Duić N. Numerical Assessment of Radiative Heat Transfer Impact on Pollutant Formation Processes in a Compression Ignition Engine. 2020.
- [6] Vujanovic M. Combustion and Radiation Modelling Fundamental Equations. 2016.
- [7] Virag Z, Šavar M, Džijan I. *Mehanika Fluida 2*. Zagreb: 2017.
- [8] Gadžić A. Numerička simulacija procesa spreja i analiza utjecaja koeficijenata modela raspadanja goriva. 2016.
- [9] Cerinski D. Numerička simulacija procesa spreja i izgaranja u komori za izgarnje mlaznog motora. 2017.
- [10] Strålin P. Lagrangian CFD Modeling of Impinging Diesel Sprays for DI HCCI. 2007.
- [11] FIREv. Spray Module. 2016.
- [12] Vujanovic M. Combustion and Radiation Modelling Chemistry Modelling. 2016.
- [13] Brink A. Eddy Break-up Based Models for Industrial Diffusion Flames with Complex Gas Phase Chemistry. 1998.
- [14] Yaxin Su CCAS. Simulation of High Temperature Air Combustion with modified Eddy-Break-Up combustion model. *Energy Procedia*, vol. 14, 2012, p. 931–6. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.12.887>.