Numerička simulacija procesa spreja i analiza utjecaja koeficijenata modela raspadanja goriva

Gadžić, Andrea

Undergraduate thesis / Završni rad

2016

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:235:877035

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

Andrea Gadžić

Zagreb, 2016.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor: Student:

Doc. dr. sc. Milan Vujanović, dipl. ing. Andrea Gadžić

Zagreb, 2016.

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

Zahvaljujem mentoru doc. dr. sc. Milanu Vujanoviću na smjernicama i sugestijama koje su uvelike pridonijele izradi ovog završnog rada.

Posebna zahvala ide Zvonimiru Petranoviću, mag. ing. mech. na velikom strpljenju i još većoj pomoći koju je nesebično iskazao tijekom izrade rada.

Posebne zahvale idu i roditeljima, bratu te ostaloj rodbini, kao i prijateljima i kolegama s Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu.

Andrea Gadžić

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

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

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Andrea Gadžić** Mat. br.: 0035190704

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Numerička simulacija procesa spreja i analiza utjecaja koeficijenata modela raspadanja goriva**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Numerical simulation of spray process and parameterisation of the atomisation model coefficients**

Opis zadatka:

Korištenje računalne dinamike fluida (RDF) u kombinaciji s eksperimentalnim pristupom postao je uobičajen pristup u razvoju različitih inženjerskih sustava. Postoji velik broj sustava gdje se tekuće gorivo ubrizgava velikom brzinom kroz sapnicu malog promjera. Uslijed utjecaja sila inercije, površinske napetosti i aerodinamičkih sila dolazi do raspadanja goriva na sitne kapljice, njihovog isparavanja te miješanja s određenim plinom ili sa smjesom plinova. Opisani proces, koji se naziva proces spreja, ima utjecaj na efikasnost sustava čije se povećanje može postići optimiranjem relevantnih matematičkih modela. Slijedom navedenog, potrebno je detaljno modelirati proces spreja sa što većom pouzdanošću, a to znači uključivanje različitih fizikalnih modela. Neki od utjecajnih modela su primarno raspadanje mlaza goriva i sekundarnog raspadanja kapljica. Uzevši u obzir navedeno, u okviru završnog zadatka potrebno je:

1. Opisati osnovne jednadžbe računalne dinamike fluida te opisati jednadžbe korištene za opisivanje procesa spreja; prikazat uvod u problematiku ubrizgavanja tekućeg goriva s fokusom na karakteristične dimenzije i termodinamička stanja komora izgaranja;
2. Prikazati numeričke metode koje će se koristiti za rješavanje problema
3. Prikazati jednadžbe i objasniti korištenje matematičkih modela procesa primarnog raspadanja mlaza goriva i sekundarnog raspadanja kapljica goriva;
4. Izračunati proces spreja u komori s konstantnim volumenom ispunjenom inertnim plinom uzimajući u obzir procesa raspada goriva te proces isparavanja. Potrebno je koristiti k-zeta-f model za opisivanje turbulencije te varirati koeficijente navedenih modela primarnog i sekundarnog raspadanja goriva. Nadalje, dobivene rezultate potrebno je usporediti s eksperimentalnim podacima. Za analizu slučaja potrebno je koristiti RDF paket FIRE®.

Sva literatura, modeli, ulazni i početni podaci te eksperimentalni podaci za analizu slučaja će biti dostupni od strane mentora i neposrednog voditelja.

Rok predaje rada:
1. rok: 25. veljače 2016
2. rok (izvanredni): 20. lipnja 2016.
3. rok: 17. rujna 2016.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 29.2., 02. i 03.03. 2016.
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2016.
3. rok: 19., 20. i 21. 09. 2016.

25. studenog 2015.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Milan Vujanović

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ 1
POPIS SLIKA 3
POPIS TABLICA 4
POPIS OZNAKA 5
SAŽETAK 7
ABSTRACT 8
1. UVOD 9
1.1. Računalna dinamika fluida 9
1.1.1. Osnove numeričkih simulacija 10
1.2. Osnovne jednadžbe mehanike fluida (jednadžbe očuvanja) 11
1.2.1. Jednadžba očuvanja mase 13
1.2.2. Jednadžba očuvanja količine gibanja 14
1.2.3. Jednadžba očuvanja energije 15
1.3. Ubrizgavanje goriva kod dizel motora 15
1.4. Osnove spreja 18
1.4.1. Primarno raspadanje tekućeg goriva 22
1.4.2. Sekundarno raspadanje kapljica 25
2. MATEMATIČKI MODEL 27
2.1. Primarno raspadanje mlaza goriva 29
2.1.1. Model primarnog raspadanja mlaza goriva 29
2.2. Sekundarno raspadanje kapljica 33
2.2.1. Model sekundarnog raspadanja kapljica 33
2.3. Podrelaksacijski faktori 35
2.4. Turbulencija 35
2.4.1. Usrednjavanje transportnih jednadžbi 38
2.4.2. k-ζ-f model turbulencije 40
3. NUMERIČKA SIMULACIJA PROCESA STVARANJA SPREJA 42
3.1. Eksperimentalni podaci 42
3.1.1. Podaci na ulaznom dijelu 43
3.1.2. Podaci za penetraciju tekućeg i isparenog goriva 44
3.1.3. Početni uvjeti unutar komore 45
3.2. Postavke simulacija 47
3.2.1. Generiranje mreže kontrolnih volumena 47
3.2.2. Definiranje vremenskog koraka 49
3.2.3. Definiranje granica sustava s odgovarajućim rubnim uvjetima 50
3.2.4. Utjecaj finoće mreže na rezultate simulacija 52
3.3. Rezultati numeričke simulacije i analiza utjecaja koeficijenata modela raspadanja goriva 53
3.3.1. Primarno raspadanje „DCI“ 53
3.3.1.1. Utjecaj koeficijenta primarnog raspada C_1 na stvaranje spreja 55
3.3.1.2. Utjecaj koeficijenta primarnog raspada C_3 na stvaranje spreja 56

3.3.1.3. Utjecaj koeficijenta primarnog raspada C_2 na stvaranje spreja 58
3.3.2. Sekundarno raspadanje „WAVE“ 59
3.3.2.1. Utjecaj koeficijenta sekundarnog raspada C_1 na stvaranje spreja 59
3.3.2.2. Utjecaj koeficijenta sekundarnog raspada C_2 na stvaranje spreja 60
3.4. Usporedba eksperimentalnih rezultata s rezultatima dobivenih odabranim i referentnim setom koeficijenata modela raspada goriva 61
3.5. Utjecaj modela turbulencije na rezultate simulacije 62
4. ZAKLJUČAK 65
LITERATURA 66
PRILOZI 68

POPIS SLIKA

Slika 1.1 2D prikaz prostorne diskretizacije strukturirane mreže [1] 10
Slika 1.2 Prikaz Euler-Eulerovog višefaznog pristupa preko kontinuuma [2] 11
Slika 1.3 Plamen raspršenoga goriva unutar kompresijskog prostora [6] 16
Slika 1.4 Dva oblika prostora izgaranja kod dizel motora: podijeljeni prostor izgaranja (lijevo) i izravno ubrizgavanje goriva u cilindar (desno) [5] 17
Slika 1.5 Presjek sapnice: 1 – dovod goriva, 2 – tijelo držača sapnice, 3 – tijelo sapnice, 4 – međuploča, 5 – sapnica, 6 – stezna matica s visokotlačnim cjevovodom, 7 – filter goriva, 8 – izlaz propuštenoga goriva, 9 – pločice za namještanje tlaka ubrizgavanja, 10 – tlačni kanal, 11 – opruga, 12 – tlačni zatik [5] 18
Slika 1.6 Shematski prikaz sapnice i ubrizganog goriva [2] 19
Slika 1.7 Shematski prikaz podjele područja spreja, mehanizama raspada i kuta spreja 20
Slika 1.8 Područje primarnog (*A*) i sekundarnog (*B*) raspada [13] 21
Slika 1.9 Shematski prikaz režima raspada mlaza goriva 24
Slika 1.10 Shematski prikaz različitih formi sekundarnog raspadanja [16] 26
Slika 2.1 Shematski prikaz spreja i mreže konačnih volumena s procesima prilikom ubrizgavanja u komoru 27
Slika 2.2 Shematski prikaz izmjene mase imeđu klasa prilikom primarnog i sekundarnog raspada 28
Slika 2.3 Prikaz udjela modeliranja na Kolmogorovoj energetskoj skali [27] 38
Slika 2.4 Pulzacije fizikalne veličine φ u vremenskoj ovisnosti t [3] 39
Slika 3.1 Presjek i unutarnji pogled u posudu za ispitivanje [24] 43
Slika 3.2 Brzine ubrizgavanja tijekom cijelog procesa 44
Slika 3.3 Penetracija isparenog i tekućeg goriva iz eksperimentalnih podataka 45
Slika 3.4 Shema postizanja početnih uvjeta 46
Slika 3.5 Prikaz različitih mreža kontrolnih volumena 47
Slika 3.6 Prikaz mreže spreja od 11375 volumena 48
Slika 3.7 Prikaz definiranih selekcija na mreži kontrolnih volumena za simulaciju 50
Slika 3.8 Usporedba rezultata simulacija za penetraciju tekućeg goriva dviju mreža 52
Slika 3.9 Selekcija primarnog raspadanja u mreži kontrolnih volumena – zelena boja 54
Slika 3.10 Usporedni prikaz prvotno označenog područja *a)* i novoizabranog područja primarnog raspada *b)* 55
Slika 3.11 Prikaz utjecaja koeficijenta C_1 unutar *DCI* modela na dubinu penetracije 56
Slika 3.12 Prikaz utjecaja koeficijenta C_3 unutar *DCI* modela na dubinu penetracije 57
Slika 3.13 Prikaz utjecaja koeficijenta C_2 unutar *DCI* modela na dubinu penetracije 58
Slika 3.14 Prikaz utjecaja koeficijenta C_1 unutar *WAVE* modela na dubinu penetracije 60
Slika 3.15 Prikaz utjecaja koeficijenta C_2 unutar *WAVE* modela na dubinu penetracije 61
Slika 3.16 Usporedba rezultata prije i poslije parametrizacije s eksperimentalnim rezultatima 62
Slika 3.17 Usporedni prikaz penetracije isparenog goriva za različite modele turbulencije 63
Slika 3.18 Usporedni prikaz penetracije isparenog goriva za različite modele turbulencije 63
Slika 3.19 Udio isparenog goriva za tri različita vremenska trenutka 64

POPIS TABLICA

Tablica 1.1 Definiranje klasa kod Eulerovog višefaznog pristupa 12
Tablica 3.1 Udio pojedinih plinova u ispitivanoj komori 46
Tablica 3.2 Prikaz vremenskog koraka u simulaciji 49
Tablica 3.3 Prikaz rubnih uvjeta na selekciji „*Inlet*“ 51
Tablica 3.4 Set koeficijenata korišten u simulacijama za prikaz utjecaja finoće mreže 52
Tablica 3.5 Variranje koeficijenta C_1 primarnog raspadanja „*DCI*“ 55
Tablica 3.6 Variranje koeficijenta C_3 primarnog raspadanja „*DCI*“ 57
Tablica 3.7 Variranje koeficijenta C_2 primarnog raspadanja „*DCI*“ 58
Tablica 3.8 Variranje koeficijenta C_1 sekundarnog raspadanja „*WAVE*“ 59
Tablica 3.9 Variranje koeficijenta C_2 sekundarnog raspadanja „*WAVE*“ 60
Tablica 3.10 Set koeficijenata za usporedbu modela turbulencije 62

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
c, C	-	Konstanta modela
d	m	Promjer
D	m^2/s	Koeficijent difuzije
f	m/s^2	Vektor sile
h	J/kg	Specifična entalpija
H	W/m^3	Brzina izmijene entalpije
k	m^2/s^2	Turbulentna kinetička energija
M	N/m^3	Vektor brzine izmjene momenta
m	kg	Masa
n	-	Broj klasa
N	$1/m^3$	Broj „gustoće“ kapljica
p	Pa	Pritisak, tlak
q	W/m^2	Brzina izmjene topline
Q	J	Izmjena topline
S	kg/s m^3	Izvor
Re	-	Reynolds-ov broj
t	s	Vrijeme
v	m/s	Vektor brzine
Y	-	Maseni udio
α	-	Volumni udio
ε	m^2/s^3	Brzina disipacije turbulencije
Γ	kg/s m^3	Brzina izmjene mase
μ	Pa s	Dinamička viskoznost
ρ	kg/m^3	Gustoća
σ	-	Koeficijent
τ	N/m^2	Tenzor naprezanja
u	m/s	Brzina
R	m	Promjer
L	m	Dužina
r	m	Polumjer
Λ	m	Valna duljina
Ω	1/s	Rast vala
F	N	Sila
A	m^2	Površina
Oh	-	Ohnesorage-ov broj
We	-	Weber-ov broj

Indeksi

Br	Raspadanje
D	Otpor
C	Sudaranje
E	Isparavanje
i	Indeks
k,l	Oznake klasa
P	Primarno raspadanje
S	Sekundarno raspadanje
T	Turbulentna disperzija
n	Klasa n
A	Atomizacija
avg	Usrednjena vrijednost
d	Kapljica
w	Aerodinamičko
N	Broj klasa
stable	Novonastala kapljica
rel	Relativno
sudar	Sudar kapljica
unutra	Podaci unutar ispitivane komore
wall	Podaci na stjenci komore
ulaz	Podaci na ulaznom dijelu
sap	Sapnica

Popis skraćenica	**Objašnjenje**
2D, 3D	Dvo, tro-dimenzijski
CFD, RDF	Računalna dinamika fluida
DCI	Diesel core injection
KH	Kevin – Helmholtz
VF	Volumen fluida
RT	Rayleigh-Taylor
ECN	Engine Combustion Network
EGR	Zaostali ispušni plinovi

SAŽETAK

U ovome je radu pomoću računalne dinamike fluida izvršena validacija Euler-Eulerovog višefaznog modela stvaranja spreja vršenjem simulacija unutar programskog paketa FIRE®. Verifikacija modela utvrđivana je uspoređivanjem rezultata dobivenih simulacijama s postojećim eksperimentalnim podacima, preuzetim s web stranice *Engine Combustion Network* grupe.

Kroz rad se promatra valjanost matematičkog modela primijenjenog na proces visokotlačnog ubrizgavanja goriva u dizel motor. Na temelju ekoloških zahtjeva, zbog sve većeg zagađenja atmosfere, u industriji se obraća velika pozornost na smanjenje štetnih emisija i povećanje efikasnosti procesa izgaranja, što je usko povezano s procesima miješanja goriva i zraka te stvaranja spreja. Upravo se zbog toga veliki resursi ulažu u razvoj matematičkih modela pomoću kojih bi se dovoljno dobro opisali procesi visokotlačnog ubrizgavanja i stvaranja spreja. Prilikom visokotlačnog ubrizgavanja dolazi do raspadanja tekućeg goriva u sitne kapljice, što se naziva primarnim i sekundarnim raspadanjem, te njihovog naknadnog isparavanja. Kod računalnih simulacija ubrizgavanja goriva potrebno je voditi računa o pravilnom obliku spreja, dužini penetracije tekućeg i isparenog goriva te intenzitetu isparavanja. Višefazni sprej opisan je odabirom najboljeg seta koeficijenata već postojećih modela unutar programskog paketa FIRE® i rezultati simulacije uspoređeni su s eksperimentalnim podacima.

Ključne riječi: računalna dinamika fluida, Euler-Euler, visokotlačno ubrizgavanje, sprej

ABSTRACT

The focus of this work is on validation of the Euler-Eulerian multiphase spray modelling approach by using the AVL's CFD software FIRE®. Verification of the model was performed by comparing the simulation results with the existing experimental data, downloaded from the Engine Combustion Network group's website.

In this work, the multiphase spray module is used for simulating the high-pressure diesel fuel injection. Based on environmental demands, due to the increase in atmosphere pollution, there is great consideration on reduction of harmful emissions and on combustion process efficiency increasement. This is closely related to the fuel-air mixing and spray modelling processes. Because of that, a huge ammount of resources are invested in the development of mathematical models that could be used for better description of high pressure fuel injection and spray processes. During the high pressure injection the liquid core undergoes disintegration into smaller droplets which tend to disintegrate into even smaller ones. This processes are called primary and secondary break-up processes. Simultaneously, the droplets tend to evaporate. In the numerical simulations of fuel injection it is necessary to take care of the proper spray form, liquid and vaporized fuel penetration length and evaporation intensity during the computer simulation. Multiphase spray is defined by selecting the best set of coefficients of the existing models within the software package FIRE® and simulation results are compared with experimental data.

Keywords: computational fluid dynamics, Euler-Eulerian, high-pressure injection, spray

1. UVOD

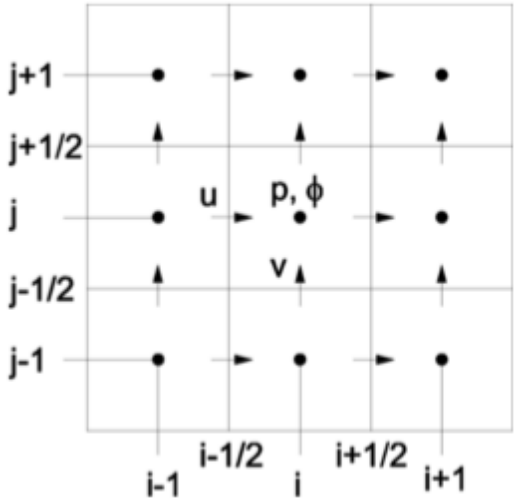
1.1. Računalna dinamika fluida

Računalna dinamika fluida (RDF) je grana mehanike fluida, teorijsko eksperimentalne znanosti, koja se koristi numeričkim metodama i algoritmima prilikom rješavanja problema kod strujanja fluida. Ova se grana temelji na teorijskom pristupu rješavanja problema, odnosno numeričkom rješavanju matematičkih modela strujanja fluida. Određivanjem rješenja nekog problema dobiva se kompletan uvid u fiziku istoga, s mogućnošću analize utjecaja pojedinih parametara unutar matematičkog modela na ponašanje problema. Za što točnije određivanje numeričkog rješenja, odnosno za što bolju konvergenciju rješenja, bitno je odabrati odgovarajuće matematičke modele i metode. Nažalost, zbog svoje kompleksnosti, većina problema u mehanici fluida opisana je nelinearnim integralno diferencijalnim jednadžbama, za koje ne postoji opće analitičko rješenje, pa se modeli pojednostavljuju zbog računanja, uvodeći pretpostavke, kao što su, npr. izotropnost i homogenost fluida. Homogenost fluida jest pretpostavka da fluid ima jednaka svojstva u svim točkama, a izotropnost fluida znači da fluid ima jednaka svojstva u svim smjerovima. Uz homogenost i izotropnost, stacionarno opisivanje problema (iako u stvarnosti nije stacionarno) i mogućnost prikazivanja trodimenzionalnog problema u ravnini pomoću simetričnosti također pomažu pri pojednostavljenju, no jedna vrlo bitna pretpostavka jest hipoteza kontinuuma. Njome je pretpostavljeno da fluid u potpunosti ispunjava prostor u kojemu se nalazi te zadržava sva fizikalna svojstva i unutar infinitezimalno malog volumena, što u stvarnosti nije slučaj. U prošlosti su se zbog kompleksnosti računa koristile eksperimentalne metode, a danas se, uz prethodno navedene pretpostavke, razvija numerička matematika, upravo zato što se pomoću iste može opisati fizika nekog problema. Za razliku od numeričkog rješenja, gdje se iz jednog rezultata može zaključivati o utjecaju pojedinih parametara, eksperimentalni pristup zahtjeva više mjerenja i više kombinacija vrijednosti utjecajnih parametara za stvaranje slike o nekom problemu. Korištenjem računalnih simulacija moguće je znatno brže, efikasnije i sa relativno manjim investicijama doći do optimalnog rješenja nekog problema, za razliku od eksperimentalne metode. Naravno, inženjer koji vrši simulaciju mora imati određena iskustva, isto kao i eksperimentator, zato što se prilikom simuliranja složenih problema može dogoditi da numerički postupak (uz određene postavke parametara numeričke simulacije) ne konvergira prema konačnom rješenju.

Prilikom izrade ovog rada koristit će se AVL-ov softver FIRE® koji je koncipiran na metodi kontrolnih volumena. Metoda se temelji na principima osnovnih jednadžbi očuvanja za opisivanje ponašanja fluida tijekom interakcije s okolinom. Za svaki od kontrolnih volumena sadržan je set jednadžbi, pomoću kojih se, uz odgovarajuće početne i rubne uvjete, dolazi do rješenja ekstenzivnih veličina karakteristika fluida za taj volumen.

1.1.1. Osnove numeričkih simulacija

Svaka se numerička simulacija može podijeliti na tri dijela – pred-procesuiranje, procesuiranje i post-procesuiranje. Prvi dio, pred-procesuiranje, jest formuliranje problema, odabiranje odgovarajuće domene i generiranje mreže itd. Geometrijska se mreža izrađuje diskretizacijom područja proračuna, a sastavljena je od određenog broja kontrolnih volumena, kojima se dodjeljuju jedan ili više čvorova, gdje će se računati fizikalne veličine pomoću jednadžbi matematičkog modela. Zatim slijedi drugi dio, procesuiranje, gdje se diskretizira područje proračuna i osnovne jednadžbe, a potom se iste jednadžbe i numerički rješavaju.

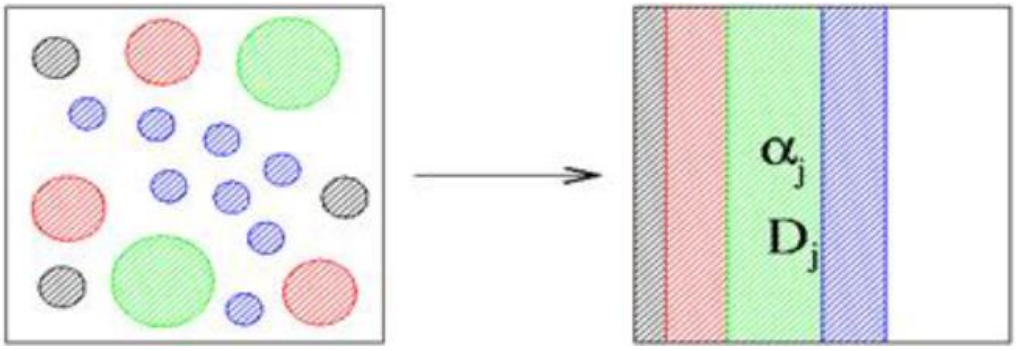


Slika 1.1 2D prikaz prostorne diskretizacije strukturirane mreže [1]

Diskretizacija jednadžbi se provodi nekom od metoda, što je u ovom slučaju metodom konačnih volumena. Treći, ujedno i posljednji dio, jest post-procesuiranje. U ovom se koraku analiziraju i grafički vizualiziraju rezultati.

1.2. Osnovne jednadžbe mehanike fluida (jednadžbe očuvanja)

Pomoću osnovnih se zakona fizike opisuje strujanje fluida, a to su: zakon očuvanja mase, zakon očuvanje količine gibanja, zakon očuvanja energije te II. zakon termodinamike, koji potvrđuje mogućnost odvijanja nekog procesa u prirodi. Ti su zakoni definirani za materijalni volumen (volumen sastavljen stalno od istih čestica te u mehanici ima ulogu tijela, odnosno zatvorenog termodinamičkog sustava u termodinamici), a njihova se primjena vrši na kontrolnom (volumen nepromjenjivog položaja oblika i veličine) ili proizvoljnom volumenu (volumen promjenjiv tokom vremena). Kako se u ovome slučaju radi o numeričkom modeliranju spreja, što je višefazno strujanje, jednadžbe očuvanja će biti prilagođene takvoj vrsti strujanja. Za modeliranje višefaznih strujanja postoji nekoliko različitih pristupa, kao što su Euler-Lagrangeov pristup, Euler-Eulerov višefazni pristup, Volumen fluida (VF), itd. U inženjerskoj je praksi uobičajena uporaba Euler-Lagrangeovog pristupa, ali zbog nedostatnosti opisivanja fizikalnih procesa u području oko sapnice, gdje dolazi do raspadanja mlaza goriva (tzv. područje gustog spreja), i osjetljivosti na rezoluciju mreže kontrolnih volumena u području oko sapnice koristit će se Euler-Eulerov višefazni pristup metoda klasa kapljica (klase s konstantnim veličinama kapljica). Taj se model sastoji od plinovite i tekuće faze, koje se interpretiraju kao kontinuumi definirani volumnim udjelom.



Slika 1.2 Prikaz Euler-Eulerovog višefaznog pristupa preko kontinuuma [2]

Tekuća se faza dijeli u željeni broj klasa, ovisno o veličini kapljica. Broj klasa je limitiran snagom računala, tako da sve veći broj klasa zahtjeva i jaču konfiguraciju. Tablica 1.1 pokazuje način podjele klasa za višefazni model. Neovisno o odabranom broju klasa, redni broj *1* uvijek označava plinovitu fazu, a klasa *n* čisto tekuću fazu. Preostale klase, od *2* do *n-1*, rezervirane su za kapljice, koje su sortirane prema veličini promjera s rastućim redom. Analogno slijedi da klasa *2* poprima najmanji promjer, klasa *n-1* najveći promjer, a promjer

klase *n* odgovara izlaznom promjeru sapnice. Klasa *n* izlazi iz sapnice prilikom čega dolazi do primarnog raspadanja u faze od *2* do *n-1*.

Tablica 1.1 Definiranje klasa kod Eulerovog višefaznog pristupa

Klasa	1	2, ..., n-1	n
Sadržaj	Plinovita smjesa	Kapljice	Tekuća faza

Jednadžbe očuvanja se rješavaju za svaku klasu posebno, što dovodi do rješavanja velikog broja jednadžbi, kako bi se ponašanje spreja moglo što bolje opisati. Jednadžbom (1) definiran je izvorski član Γ_{kl} koji označava izmjenu mase između klasa *k* i *l*, a kao članovi javljaju se izmjena mase primarnim i sekundarnim raspadanjem (*P* i *S*), isparavanje kapljica (*E*) i sudar kapljica (*C*):

$$\Gamma_{kl} = \Gamma_{C,kl} + \Gamma_{E,kl} + \Gamma_{P,kl} + \Gamma_{S,kl} \tag{1}$$

Izmjena mase između klasa *k* i *l* odvija se u oba smjera, što bi značilo da masa dodana klasi *k* znači gubitak mase klase *l* i obrnuto, osiguravajući cjelokupno očuvanje mase. Ista se inverzija matematički može izraziti putem jednakosti $\Gamma_{kl} = -\Gamma_{lk}$. Bitna je napomena kako klasni indeksi *k* i *l* ne mogu biti jednaki jedan drugome ($k \neq l$).

Izvorski član izmjene mase uslijed sudara kapljica $\Gamma_{C,kl}$ opisan je jednadžbom (2)

$$\Gamma_{C,i} = \Gamma_{C,k} + \Gamma_{C,l}. \tag{2}$$

Član s lijeve strane predstavlja izvorski član nastale kapljice, dok su s desne strane izvorski članovi izmjene mase uslijed sudara veće kapljice *k* i manje kapljice *l*. Jednadžbe pomoću kojih se dobiju članovi s desne strane glase

$$\Gamma_{C,k} = \frac{d_k^3 \pi}{6} \rho N_k \frac{1}{\Delta t} \tag{3}$$

i

$$\Gamma_{C,l} = \frac{d_l^3 \pi}{6} \rho N_k N_{sudar} \tag{4}$$

gdje su d_k i d_l promjeri sudarajućih kapljica, ρ označava gustoću tekućeg goriva, oznaka N_k predstavlja broj kapljica klase k u volumenu, a Δt vremenski korak računanja. Posljednji član u jednadžbi (4), N_{sudar}, označava modelirani broj međusobnih sudara kapljica.

Isparavanje se odvija između tekućih klasa *2–n* i plinovite faze *1*. Izmjena mase isparavanjem između dviju klasa opisuje se sljedećom jednadžbom

$$\Gamma_{E,kl} = -N_k \dot{m}_{E,kl} = -\Gamma_{E,lk} \tag{5}$$

gdje N_k označava broj kapljica po jedinici volumena. Ako pretpostavimo kapljice kuglastog oblika, jednadžba za gustoću broja kapljica izražena preko volumnog udjela klase i promjera glasi

$$N_k = \frac{6\alpha_k}{D_k^3 \pi}. \tag{6}$$

Izraz m_{Elk} označava brzinu isparavanja pojedine kapljice izračunate prema *Abramzon – Sirigano* modelu [7]. U osnovnom višefaznom modelu pretpostavlja se izmjena mase smanjenjem broja kapljica s konstantnim promjerom. Raspadanje čisto tekuće faze računa se prema modelu *Bianchi* i *Pelloni* [8], gdje se u obzir uzimaju dva neovisna mehanizma: rast površinskih valova i unutrašnja naprezanja nastala prilikom ubrizgavanja kroz sapnicu [2].

1.2.1. Jednadžba očuvanja mase

Jednadžba očuvanja mase za višefazno strujanje poprima sljedeći oblik

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_k \rho_k u_{kj}) = \sum_{\substack{l=1; \\ l \neq k}}^{n_{fa}} \Gamma_{kl} \tag{7}$$

Kako svaki član jednadžbe sadrži volumni udio pojedine klase, imat ćemo onoliko jednadžbi očuvanja mase za računanje koliko imamo pojedinih klasa, koje se prethodno odrede. Prvi član, s lijeve strane, u jednadžbi (7) predstavlja brzinu promjene mase u jedinici vremena. U

drugome članu u_{kj} označava vektor brzine klase k, a član s desne jednadžbe izražava prijenos mase između obje klase. Također se dodatni uvjet

$$\sum_{k=1}^{n_{fa}} \alpha_k = 1 \tag{8}$$

mora zadovoljiti. U ovome uvjetu α_k predstavlja volumni udio promatrane klase k u cjelokupnom volumenu te kod računanja jednadžbi volumni udio svake klase mora biti poznat. Volumni se udio računa kao umnožak gustoće broja kapljica N_k i volumena jedne kapljice, po jednadžbi

$$\alpha_k = N_k \frac{D_k^3 \pi}{6}. \tag{9}$$

1.2.2. Jednadžba očuvanja količine gibanja

Za fazu k jednadžba očuvanja količine gibanja poprima oblik

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k u_{ki}) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k \rho_k u_{ki} u_{kj}\right) = -\alpha_k \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k\left(\tau_{kij} + \tau_{kij}^t\right)\right) + \\ &+ \alpha_k \rho_k f_i + \sum_{\substack{l=1; \\ l \neq k}}^{n_{fa}} M_{kli} + u_{ki} \sum_{\substack{l=1; \\ l \neq k}}^{n_{fa}} \Gamma_{kl} \end{aligned} \tag{10}$$

te jednadžbi očuvanja količine gibanja ima onoliko koliko je klasa definirano u višefaznom modelu. Od dva člana na lijevoj strani jednadžbe (10) prvi predstavlja brzinu promjene količine gibanja unutar kontrolnog volumena, dok je drugi konvekcijski član, koji se od konvekcijskog člana u jednofaznom strujanju razlikuje zbog toga što ovdje postoji i faktor α – volumni udio. Na desnoj strani se jednadžbe (10) nalaze članovi koji predstavljaju volumenske (vanjske masene) i površinske sile. Prvi član predstavlja volumnu silu tlaka u kojoj se ne uzimaju samo vrijednosti tlaka s granica kontrolnog volumena nego i sile tlaka između pojedinih faza. Drugi je član predstavnik viskoznih naprezanja, koja su sastavljena od smičnog i *Reynolds*-ovog naprezanja za svaku fazu zasebno. Treći član predstavlja vektor volumenske sile, koja uključuje gravitacijsku silu g. Šesti i sedmi član predstavljaju izvorske

članove gdje *M* predstavlja izmjenu količine gibanja između faze k i plinovite faze prilikom djelovanja sile otpora i uzgona. Zadnji je član u jednadžbi (10) dodatak zbog izmjene mase između faza.

1.2.3. Jednadžba očuvanja energije

Broj jednadžbi bit će ekvivalentan broju klasa koliko ih definiramo u višefaznom modelu, a objekt promatranja jest entalpija h_k. Jednadžba očuvanja energije glasi:

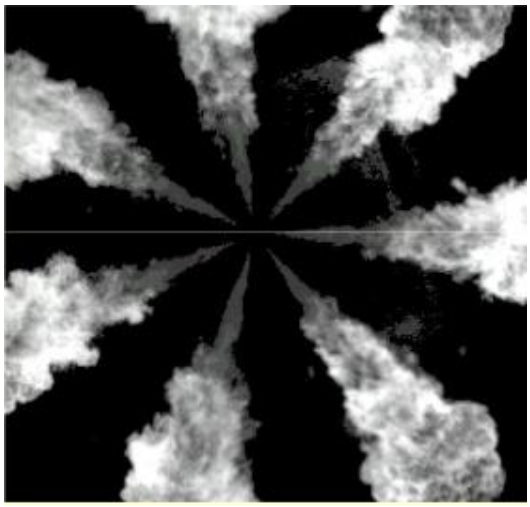
$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k h_k) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k \rho_k h_k u_{kj}\right) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k\left(q_{kj} + q_{kj}^t\right)\right) + \alpha_k \rho_k \theta_k + \alpha_k \delta_k f_j u_{ki} \\ + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k u_{ki}\left(\tau_{kij} + \tau_{kij}^t\right)\right) + \alpha_k \frac{\partial p}{\partial t} + \sum_{\substack{l=1; \\ l \neq k}}^{n_{fa}} H_{kl} + h_k \sum_{\substack{l=1; \\ l \neq k}}^{n_{fa}} \Gamma_{kl}\end{aligned} \tag{11}$$

Prvi član lijeve strane jednadžbe (11) očuvanja energije predstavlja brzinu izmjene energije, dok drugi prikazuje prostornu izmjenu topline. S desne strane jednadžbe (11), prvi se član sastoji od dva toka, toplinskog q_{kj} i turbulentnog q_{kj}^t. Drugi član desne strane u jednadžbi (11) predstavlja izvorski član specifične entalpije klase *k*. Četvrti je član izvorski član u kojemu su uzeta viskozna i *Reynolds*-ova naprezanja u obzir. Peti član predstavlja vremensku promjenu tlaka za pojedinu klasu. Šesti član je izvorski član koji predstavlja izmjenu energije između klasa *k* i *l*, dok posljednji član postoji uslijed izmjene energije zbog izmjene mase između pojedinih klasa.

1.3. Ubrizgavanje goriva kod dizel motora

Sustav za ubrizgavanje ima značajnu ulogu kod pripreme gorive smjese, koja uvelike utječe na potrošnju goriva, emisiju štetnih tvari u ispušnim plinovima i na buku izgaranja dizel motora. Kako bi izgaranje bilo što potpunije, odnosno, kako bi se smanjila količina čestica, najvećim dijelom sastavljenih od čađe (neizgorjelog ugljika), u ispušnim plinovima tlakovi ubrizgavanja moraju biti što veći i od velike je važnosti u cilindru imati višak zraka, kako bi svaka kapljica goriva imala veću šansu sretanja molekule kisika i tako imala bolju mogućnost za izgaranje. Rezultati viših tlakova ubrizgavanja jesu finije raspršivanje goriva, bolja izmiješanost smjese i zraka te potpunije izgaranje, što za sobom povlači nižu potrošnju goriva

i količinu ispušnih plinova (usto je i manja količina čađe). Također je i jedan od uvjeta raspršenosti kapljica goriva da promjeri sapnica moraju biti što manji te danas iznose otprilike 100 μm. Međutim, visoki tlakovi ubrizgavanja i jako sitne kapljice goriva za posljedicu imaju veliku brzinu izgaranja koja dovodi do naglog porasta tlaka u cilindru, što stvara veliku buku. Isti se problem rješava dvofaznim ubrizgavanjem, gdje se u cilindar najprije pod manjim tlakom ubrizgava mala količina goriva, raspršenog u sitne kapljice, koja se brzo upali i zagrije plinove u cilindru, povećavši im ujedno i tlak. Nakon toga slijedi glavno ubrizgavanje s velikim tlakom i protokom, a kako je zrak u cilindru na znatno višoj temperaturi radi predubrizgavanja nova se količina goriva lako i brzo zapali. Zbog toga što se do konačnog tlaka glavnim izgaranjem polazi od većeg početnog tlaka, gradijent porasta tlaka $\Delta p/\Delta \alpha$ [MPa/°KV] je niži, a onda je ujedno i buka izgaranja niža. Najviše temperature koje se javljaju u cilindru dosežu i do 2000 °C.



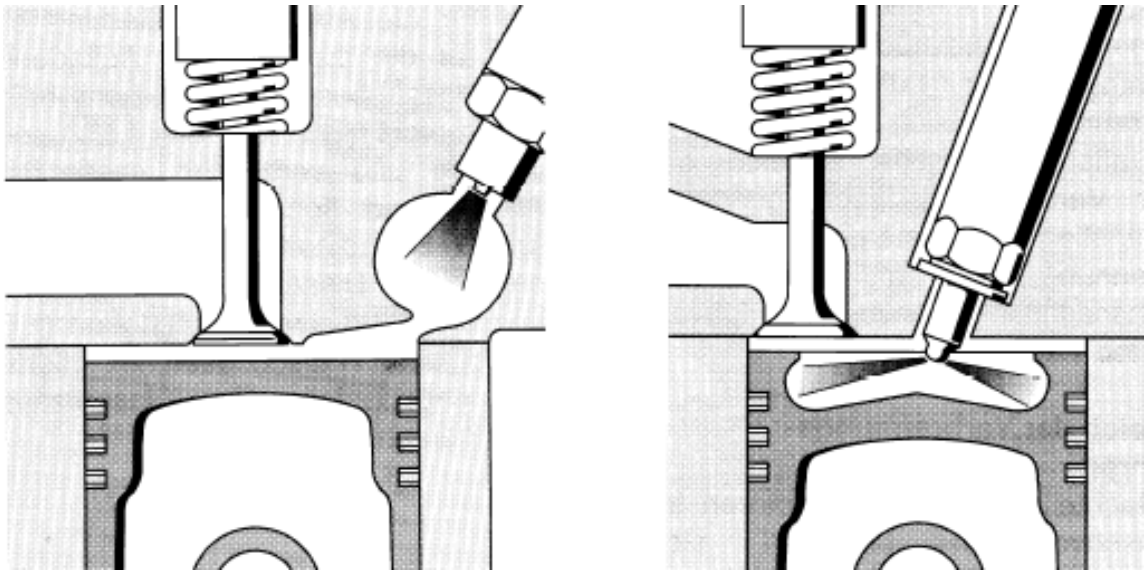
Slika 1.3 Plamen raspršenoga goriva unutar kompresijskog prostora [6]

Dakle, s visokim se tlakovima ubrizgavanja i više-mlaznim sapnicama najdjelotvornije smanjuju emisije štetnih plinova i potrošnje goriva, dok je za smanjivanje buke izgaranja, uz zvučnu izolaciju motora, potrebno višestruko ubrizgavanje goriva u jednom radnom ciklusu. Primjerice, kod osobnih automobila, unutar jednog radnog ciklusa broj ubrizganih mlazova iznosi 4 do 5 za *Euro 1* motor, dok za motore *Euro 2* i *3* broj ubrizganih mlazova iznosi od 5 do 8. Suvremeni Common rail sustavi s piezo-sapnicama omogućuju pet ubrizgavanja u jednom radnom procesu [5].

Zbog tendencije za što višim tlakovima ubrizgavanja, kako bi izgaranje bilo potpuno i kako bi se smanjila potrošnja i emisija ispušnih plinova, u današnje vrijeme vrijednosti dosežu i preko

2000 bar. Tlakovi ubrizgavanja najviše ovise o mogućnostima pumpe za ubrizgavanje. Primjerice, kod sustava sa razdjelnom pumpom dosežu oko 1850 bar-a, kod Common rail sustava do 1800 bar, a kod sustava sa pumpom-sapnicom čak i do 2100 bar [5]. Iako visoki tlakovi uvelike pridonose što potpunijem izgaranju, negativna im je konotacija to što jako štete ljudskom zdravlju zbog vrlo dobrog raspršivanja kapljica goriva, koje su sitne, a time su i čestice čađe u ispušnim plinovima motora sitne te se nakon udisanja zadržavaju u plućima i izazivaju kancerogena i druga oboljenja.

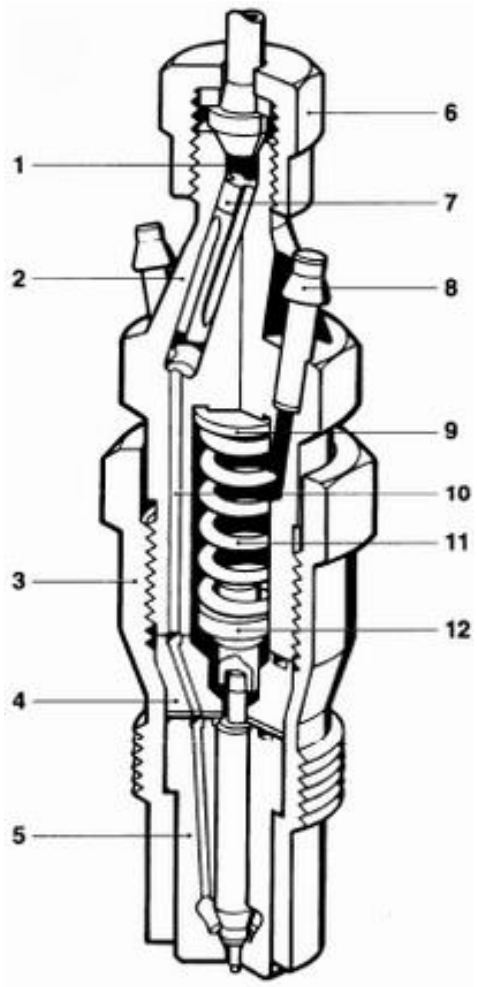
Sapnica, kao jedan od glavnih sastavnih dijelova sustava za ubrizgavanje, ima ulogu omogućavanja dobrog raspršivanja goriva, uz uvjet brzog završetka ubrizgavanja i da je bez kapanja. Dizel motor se, s obzirom na oblik prostora izgaranja, dijeli na motore s podijeljenim prostorom izgaranja (tzv. motori s komorom) i na motore s izravnim ubrizgavanjem goriva (DI-motori).



Slika 1.4 Dva oblika prostora izgaranja kod dizel motora: podijeljeni prostor izgaranja (lijevo) i izravno ubrizgavanje goriva u cilindar (desno) [5]

Kod motora s komorom primjenjuje se sapnica s čepom zbog jednomlaznog ubrizgavanja. Čep pročišćava izlazni otvor prilikom svakog otvaranja i zatvaranja, tako da je opasnost od začepljivanja sapnice mala, isto kao i zahtjevi za pročišćavanje goriva. Nasuprot njima, sapnice motora s izravnim ubrizgavanjem vrše višemlazno ubrizgavanje goriva kroz provrte smještene na bočnim stranama kapice kojom završava sapnica. Kod najmanjih sapnica promjer ovih otvora iznosi svega 0,15 mm, opasnost začepljivanja je vrlo velika i to zahtjeva onda visoku čistoću goriva. Konstrukcijsko rješenje kod najnovijih sapnica stoga jest konusni

završetak igle točno na izlaznim otvorima, što onemogućuje kapanje goriva koje preostane ispod igle. Međutim, prilikom sjedanja igle na sjedište pojavljuje se hidraulički udar u volumenu goriva koje se nalazi ispod igle. Udarom su izazvana i povećana naprezanja, zbog kojih je na početku razvoja dolazilo do lomova kapica sapnica već nakon prilično kratkog vremena uporabe.

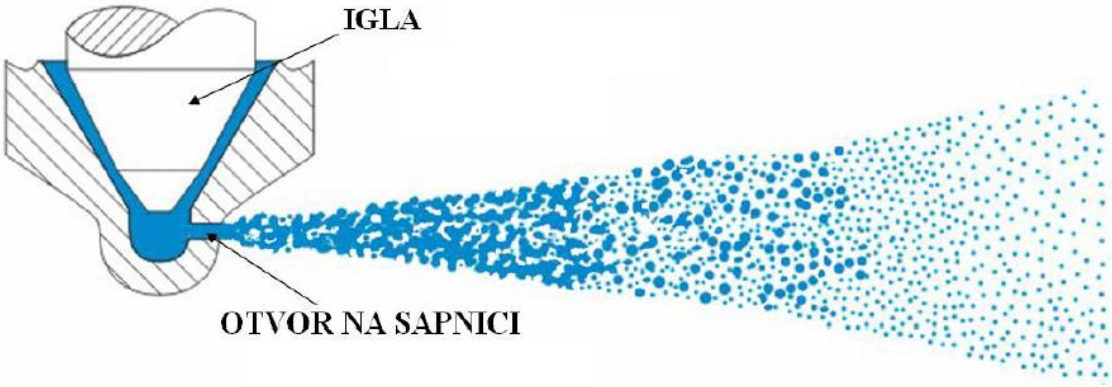


Slika 1.5 Presjek sapnice: 1 – dovod goriva, 2 – tijelo držača sapnice, 3 – tijelo sapnice, 4 – međuploča, 5 – sapnica, 6 – stezna matica s visokotlačnim cjevovodom, 7 – filter goriva, 8 – izlaz propuštenoga goriva, 9 – pločice za namještanje tlaka ubrizgavanja, 10 – tlačni kanal, 11 – opruga, 12 – tlačni zatik [5]

1.4. Osnove spreja

Ukoliko se mlaz nekog kontinuiranog fluida intenzivno raspada u kapljice, nastaje sprej. Ovaj proces ima veliku važnost u raznim primjenama, kao što su farmaceutska industrija i industrija lakiranja, automobilska industrija, sustavi za gašenje požara itd. Način stvaranja spreja ovisi o području primjene. Kako se u ovome radu radi o ubrizgavanju goriva kod

motora s unutrašnjim izgaranjem, pojam fluida se odnosi na tekuće gorivo, a način stvaranja spreja bit će visokotlačnim ubrizgavanjem goriva kroz sapnicu malog promjera u komoru za izgaranje. Nastali sprej uvelike utječe na kvalitetu i stabilnost izgaranja te količinu štetnih emisija, zato je izrazito važno poznavanje procesa nastajanja spreja i fizikalnih svojstva goriva prilikom računanja procesa izgaranja. Optimizacijom procesa spreja i proizvodnjom spreja željenih svojstava moguće je poboljšati miješanje goriva i zraka, što uvelike pridonosi smanjenju potrošnje goriva i štetnih emisija, a ujedno i poboljšanju karakteristika motora. Najvažniji mehanizmi nastanka spreja su raspadanje tekućeg mlaza, stvaranje kapljica i njihovo naknadno isparavanje [22][23].



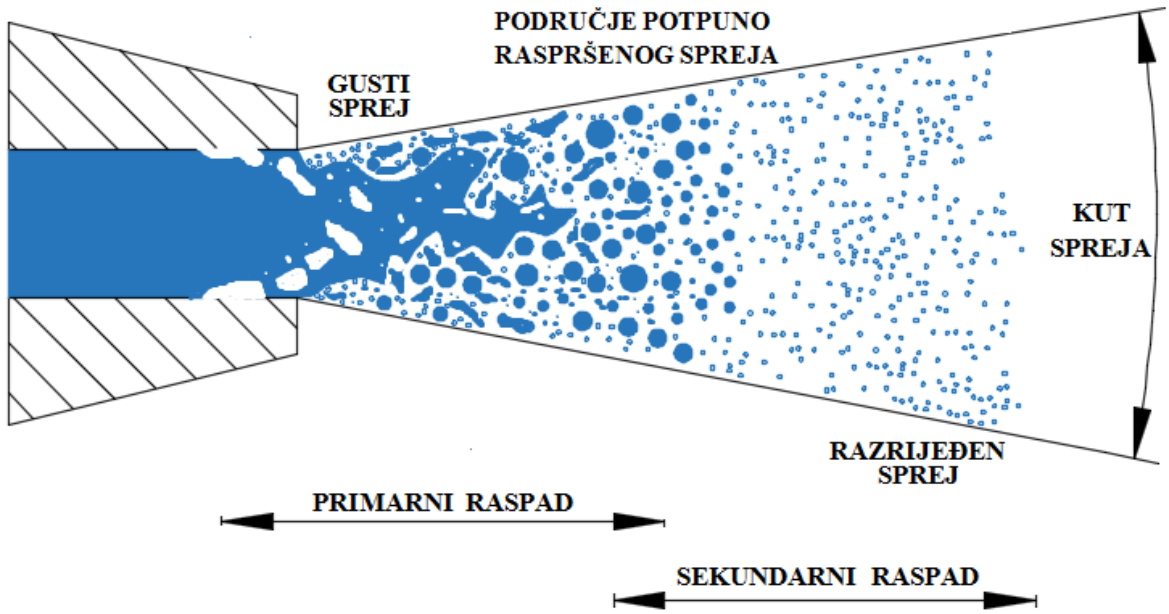
Slika 1.6 Shematski prikaz sapnice i ubrizganog goriva [2]

Sustav za ubrizgavanje mora omogućiti stvaranje spreja visokog stupnja raspršenosti (kapljice moraju biti što manjeg promjera) kako bi se osiguralo što učinkovitije miješanje goriva i zraka, a samim time isparavanje i izgaranje. Gorivo se u komoru za izgaranje ispunjenu zrakom usmjerava i ubrizgava pomoću sapnice , najvažnijeg dijela sustava za ubrizgavanje, kao što je vidljivo na slici 1.6. Prema istraživanjima, porast tlaka uvelike utječe na stvaranje spreja, pa zbog potrebe za dobrom raspršenošću goriva, tlakovi ubrizgavanja dosežu i do 2000 bar. Istoj potrebi u prilog idu i što manji promjeri sapnice, otprilike 100 µm, a kombinacija visokih tlakova s malim promjerima sapnice uzrokuje velike brzine ubrizgavanja goriva, koje mogu biti i veće od 500 m/s. Uslijed velikih brzina dolazi do pojava površinskih nestabilnosti koje uzrokuju raspadanje mlaza goriva [3].

Potrebno je naglasiti kako konstrukcija sapnice utječe na svojstva spreja. Glavna svojstva spreja su kut, oblik i dubina penetracije spreja. Osim o obliku sapnice, svojstva spreja ovise još o svojstvima fluida i radnim uvjetima. Pravilno oblikovan sprej konusnog je oblika s najvećom koncentracijom tekuće faze uz glavnu os ubrizgavanja, dok se radijalnim

odmicanjem od glavne osi koncentracija tekuće faze smanjuje, kao i udaljavanjem od sapnice, što je vidljivo sa slike 1.7. Najveće brzine nalaze se na osi ubrizgavanja, a smanjuju se radijalnim odmicanjem prema rubovima konusa.

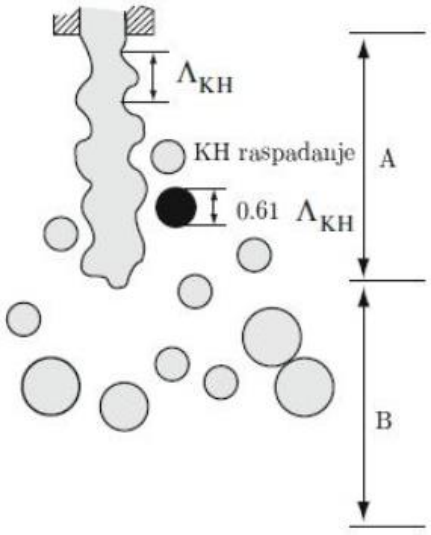
Tok mlaza unutar sapnice kontrolira se pomoću iglastog ventila te poprima oblik iste. Mlaz goriva iz sapnice izlazi velikom brzinom te se počinje raspadati i stvarati sprej konusnog oblika. Unutar sapnice mlaz može biti jednofazan ili dvofazan, ovisno o uvjetima rada i geometriji sapnice. Ukoliko je dvofazan, došlo je do pojave parne faze, uslijed visoke razine turbulencije i kavitacije. Parna faza pridonosi procesu nastajanja spreja i može nastati u uvjetima visokog tlaka prilikom ubrizgavanja tekućeg goriva kroz sapnicu malog promjera [2]. Turbulencija i kavitacija su mehanizmi koji imaju veliku ulogu prilikom raspada tekućeg goriva na ligamente i kapljice pri izlasku iz sapnice. Dakako da to nisu jedini faktori koji pogoduju nastanku spreja. Kao rezultat razlike u brzini goriva i plina javljaju se aerodinamičke, viskozne i centrifugalne sile, koje izazivaju površinske nestabilnosti i također pogoduju stvaranju spreja. Ove sile dolaze do većeg značaja nakon izlaska goriva iz sapnice, prilikom raspada kapljica i ligamenata na sitnije kapljice.



Slika 1.7 Shematski prikaz podjele područja spreja, mehanizama raspada i kuta spreja

Na slikama 1.7 i 1.8 moguće je uočiti da prilikom nastajanja spreja postoje dva područja raspada – primarno i sekundarno. Primarni raspad tekućeg mlaza i sekundarni raspad kapljica posljedica su hidrodinamičkih nestabilnosti zbog interakcija između tekuće i plinovite faze.

Ove su hidrodinamičke nestabilnosti poznate kao *Kelvin-Helmholtz*-ove (*KH*) i *Ralyeigh-Taylor*-ove (*RT*) nestabilnosti.



Slika 1.8 Područje primarnog (*A*) i sekundarnog (*B*) raspada [13]

U području *A*, tzv. području primarnog raspada mlaza goriva, dolazi do raspadanja dijelova mlaza tekućeg goriva u kapljice i ligamente goriva. Isti su posljedica *Kelvin-Helmholtz*-ovih (*KH*) nestabilnosti nastalih na površini mlaza, a rezultat su djelovanja viskoznih sila uslijed relativne brzine između tekućeg goriva i plina koji se nalazi u komori za izgaranje. Jednom kada dođe do odvajanja kapljica od tekuće faze, one prolaze kroz proces sekundarnog raspadanja uslijed djelovanja *Rayleigh-Taylor*-ovih nestabilnosti (*RT*) [14]. Ove su nestabilnosti uzrokovane međudjelovanjem fluida s većom i manjom gustoćom, odnosno zbog inercije gušćeg fluida suprostavljajući se akceleraciji. Zbog međusobnog kontakta, fluidi se usporavaju i dolazi do stvaranja valova na površinama suprotnim od smjera gibanja, koji pripomažu u daljnjim raspadanjima.

U blizini sapnice postoji samo tekuća faza koja se pomoću *KH* nestabilnosti raspada u ligamente i kapljice, stvarajući tako gusti sprej (Slika 1.7). Područje primarnog raspadanja proteže se od sapnice pa nizvodno sve dok su perturbacije dovoljno velike da se tekuća jezgra uspije raspasti [3]. Zatim slijedi područje potpuno raspršenog spreja, kako je prikazano na slici 1.7. U tom je području volumni udio tekuće faze mali s obzirom na plinovitu fazu, a maseni udio utječe na ponašanje spreja zbog velike razlike u gustoći faza. To se ponašanje očituje u vidu izmjene mase i energije između tih dviju faza. Na dovoljnoj udaljenosti od

sapnice smješteno je područje razrijeđenog spreja (Slika 1.7), u kojemu su i maseni i volumni udio tekuće faze jako mali u odnosu na plinovitu fazu [3].

U daljnjim će se razmatranjima detaljnije razjasniti primarno raspadanje tekućeg goriva i sekundarno raspadanje kapljica, koji uz tok unutar sapnice, isparavanje i sudaranje kapljica tvore osnovne procese stvaranja spreja.

1.4.1. Primarno raspadanje tekućeg goriva

Raspadanje mlaza tekućeg goriva ovisi o relativnoj brzini goriva i plina smještenog u komori izgaranja. Na površini mlaza goriva dolazi do stvaranja površinskih nestabilnosti koje uzrokuju raspadanje mlaza na ligamente i kapljice [2]. Područje primarnog raspada tekućeg goriva odvija se odmah po izlasku iz sapnice, gdje je sprej gušći, kao što je vidljivo na slici 1.7.

Proces primarnog raspada tekućeg goriva opisuje se pomoću tri bezdimenzijske značajke, a to su *Reynoldsov, Weberov* i *Ohnesorageov* broj.

Reynolds-ov broj predstavlja omjer inercijske sile i viskozne sile otpora. Definira se kao [9]:

$$Re = \frac{\rho d v}{\mu}, \tag{12}$$

gdje su karakteristične veličine brojnika gustoća fluida ρ, izlazni promjer sapnice d i brzina ubrizgavanja goriva v, a u nazivniku se nalazi dinamička viskoznost fluida μ.

Weber-ov broj se definira kao omjer aerodinamične sile otpora uslijed prolaska goriva kroz plin i sile površinske napetosti. Pomoću *Weber*-ovog se broja može ocijeniti intenzitet raspršivanja tekućeg goriva u sprej. Jednadžba glasi [10]:

$$We = \frac{\rho d v^2}{\sigma}. \tag{13}$$

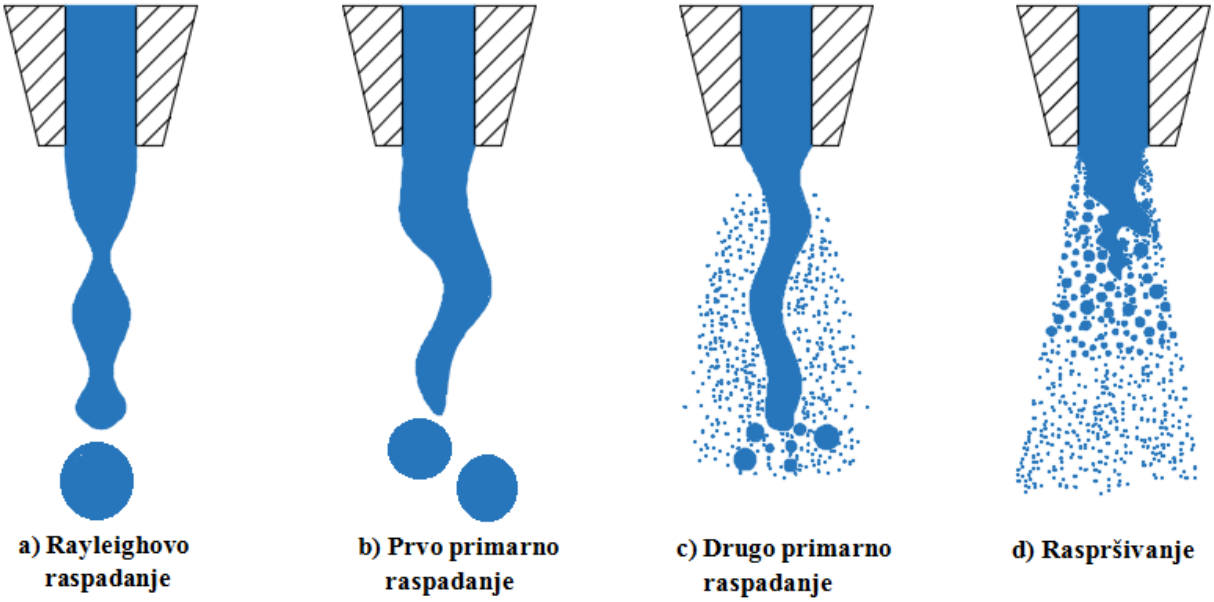
Karakteristična veličina σ u brojniku označava površinsku napetost između tekuće i plinovite faze.

Ohnesorge-ov broj je omjer viskoznih, inercijskih i površinskih naprezanja, a opisuje karakteristike tekuće faze. Definira se kao [11]:

$$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} = \frac{\mu}{\sqrt{\rho d \sigma}}. \tag{14}$$

Četiri su različita režima primarnog raspadanja, ovisno o kombinacijama aerodinamičkih sila, sila inercije i površinske napetosti. Bitna je i napomena da ovakva podjela vrijedi samo za sprejeve nastale pri visokotlačnom ubrizgavanju u plinovito okruženje. Režimi su:

- **Režim *Rayleigh*-ovog raspadanja** (Slika 1.9, a): Kod ovog režima, gdje mlaz izlazi iz sapnice s malom brzinom, dominiraju inercijske sile i površinska naprezanja. Zbog tih sila i naprezanja površina mlaza oscilira, a kao krajnji učinak javlja se raspad. Primarni raspad goriva javlja se na relativno velikoj udaljenosti nizvodno od sapnice, a promjer nastalih kapljica veći je od promjera same sapnice;
- **Primarni režim induciran brzinom** (Slika 1.9, b): Zbog povećanja brzine ubrizgavanja goriva aerodinamičke sile dobivaju veći utjecaj na površinu mlaza. Iste povećavaju oscilacije mlaza, što za posljedicu ima rast nestabilnih površinskih valova s manjom dužinom raspadanja nego u prethodnom režimu. Raspadanje se javlja relativno daleko od sapnice, a veličina nastalih kapljica je otprilike jednaka otvoru iste;
- **Sekundarni režim induciran brzinom** (Slika 1.9, c): Tok unutar mlaznice, kod ovog režima, je turbulentan, što inicira na znatno veći utjecaj aerodinamičkih sila na površinu mlaza. Upravo se zbog velikog utjecaja aerodinamičkih sila i turbulentnosti razvijaju nestabilni valovi, koji pridonose znatno bržem raspadu mlaza. Raspad započinje nedaleko od izlaza iz sapnice, a promjer nastalih kapljica manji je od promjera sapnice;
- **Raspršivanje** (Slika 1.9, d): Zbog velike brzine ubrizgavanja, raspadanje mlaza odmah započinje po izlasku iz mlaznice i dolazi do stvaranja spreja, koji poprima konusni oblik. Promjer nastalih kapljica mnogo je manji od promjera sapnice. U ovome režimu, za razliku od prethodna tri, tekuća jezgra po izlasku iz sapnice ima izrazito malu dubinu penetracije [12]. Ovaj je režim od velike važnosti za procese tlačnog raspršivanja, posebice za visokotlačne sapnice motora, raketa i plinskih turbina.



Slika 1.9 Shematski prikaz režima raspada mlaza goriva

Proces atomizacije ili raspršivanja prevladava tamo gdje se raspad mlaza fluida odvija odmah na izlazu iz sapnice. Ligamenti i kapljice nastaju kao produkti raspadanja mlaza goriva, stvarajući gusti sprej u blizini izlaza, a glavni mehanizmi za cijeli taj proces su kavitacija i turbulencija unutar sapnice koje postoje zbog velike razlike tlakova, mali promjer sapnice i aerodinamičke sile koje djeluju na mlaz tekućeg goriva.

Uzroci stvaranja turbulencije unutar sapnice jesu veliki tlak ubrizgavanja i mali promjer same sapnice, kroz koju mlaz prolazi velikim brzinama. Djelovanje turbulencije uzrokuje stvaranje površinskih valova. Porastom valova do kritične vrijednosti energija vrtloga nadmaši površinsku napetost što rezultira raspadanjem mlaza u ligamente i kapljice.

Kavitacija se unutar sapnice javlja kada statički tlak padne ispod tlaka isparavanja kao posljedica velike brzine goriva, a ovisi još o radnim uvjetima i geometriji sapnice. Uslijed kavitacije, uz zidove sapnice, dolazi do stvaranja parne faze. Nakon određenog vremena i akumulacije te iste faze, dolazi do njezinog odvajanja u obliku kavitacijskih mjehura. U slučaju pojavljivanja kavitacije strujanje postaje dvofazno. Unutar sapnice postoji mogućnost implozije mjehura nastalih pojavom kavitacije, ali u većini slučajeva oni se transportiraju izvan sapnice gdje, zbog djelovanja tlaka, implodiraju i pridonose primarnom raspadanju mlaza goriva [2].

Aerodinamičke sile u suštini i nisu glavni mehanizam primarnog raspada, s obzirom da je njihov utjecaj samo na rubu mlaza, a ne i u sredini. Veći se značaj pridodaje turbulenciji i kavitaciji [3].

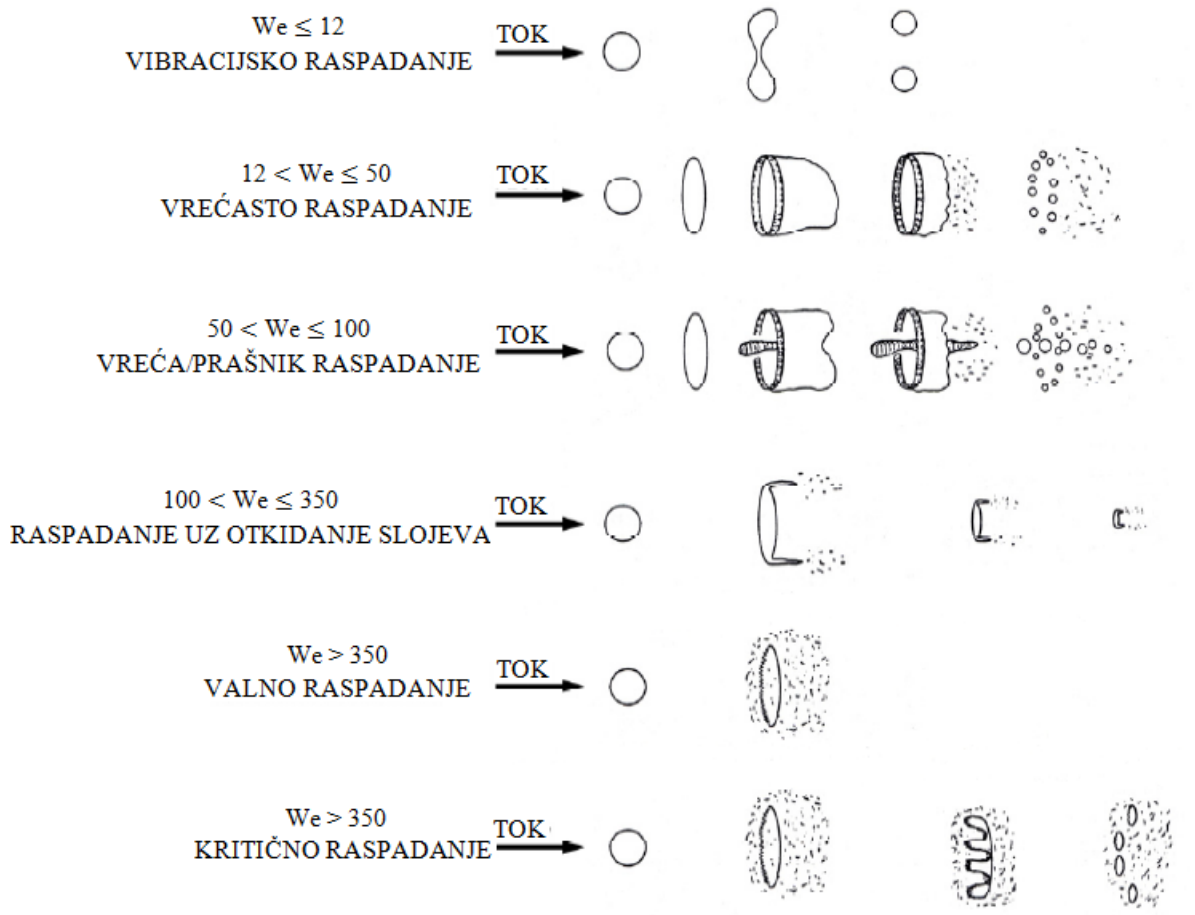
1.4.2. Sekundarno raspadanje kapljica

Daljnje usitnjavanje krupnijih kapljica i ligamenata nastalih primarnim raspadanjem izazvano je djelovanjem aerodinamičkih sila uslijed relativne brzine kapljica i okolnog plina u komori izgaranja. Aerodinamičke sile uzrokuju rast nestabilnih površinskih valova, koji destabiliziranjem površine mlaza stvaraju površinske poremećaje, i ukoliko su te iste aerodinamičke sile veće od sila površinske napetosti, dolazi do deformacije kapljica i, u konačnici, raspršivanja u kapljice manjih dimenzija. Ovaj se oblik raspadanja odvija podalje od sapnice, gdje je sprej razrjeđeniji, kao što je naznačeno na slici 1.7. Pomoću *Weber*-ove se značajke određuje hoće li doći do raspadanja kapljica. Ista značajka predstavlja odnos aerodinamičkih sila i sila napetosti površine i ukoliko je manja od kritične vrijednosti, onda se može za kapljice reći da su stabilne [3]. Izraz po kojemu se računa *Weber*-ov broj dan je u poglavlju 1.4.1, pod formulom broj (13).

Slika 1.10 shematski prikazuje razne forme raspadanja kapljica:

- ***Vibracijsko raspadanje*** ($We \leq 12$): Ova se forma raspadanja javlja pri malim vrijednostima *Weber*-ovog broja u blizini kritične vrijednosti $We \approx 12$. Kod ovakve su forme raspadanja nastale kapljice slične matičnim kapljicama. Jako je spora forma i nije bitna u analizi stvaranja spreja;
- ***Vrećasto raspadanje*** ($12 < We \leq 50$): Pojava ove forme je pri *Weber*-ovom broju većim od 12. Prvo se kapljica oblikuje u disk okomit na smjer toka, a potom se centar diska razvlači i nastaje vrećasti oblik. Zatim se centar raspada u manje kapljice i nedugo se nakon toga ostatak tzv. vreće raspršu u nešto veće kapljice;
- ***Vreća/prašnik raspadanje*** ($50 < We \leq 100$): Forma koja je slična prethodnoj, ali s razlikom u tome što se dodatno stvara prašnik u sredini tzv. vreće. Raspada se na kraju, istovremeno kad i ostatak vreće;
- ***Raspadanje uz otkidanje slojeva*** ($100 < We \leq 350$): Kod ove forme dolazi do skidanja tankih slojeva spljoštene kapljice, što je posljedica *KH* nestabilnosti;
- ***Valno raspadanje*** ($We > 350$); nakon čega slijedi ***kritično raspadanje***: Ova se forma sastoji od dvije faze. Prva su faza valovi s velikom amplitudom i malom valnom

duljinom, pobuđeni *KH* nestabilnošću. Isti se formiraju na kapljici gdje dolazi do erozije vrhova valova, a time i formiranja sitnijih kapljica. S druge strane, valovi s velikom amplitudom i velikih valnih duljina, uzrokovani usporavanjem kapljica, induciraju *RT* nestabilnosti na spljoštenim kapljicama, što za posljedicu ima stvaranje većih kapljica. Istovremeno erodiraju i vrhovi površinskih valova, stvarajući tako kapljice manjeg promjera.

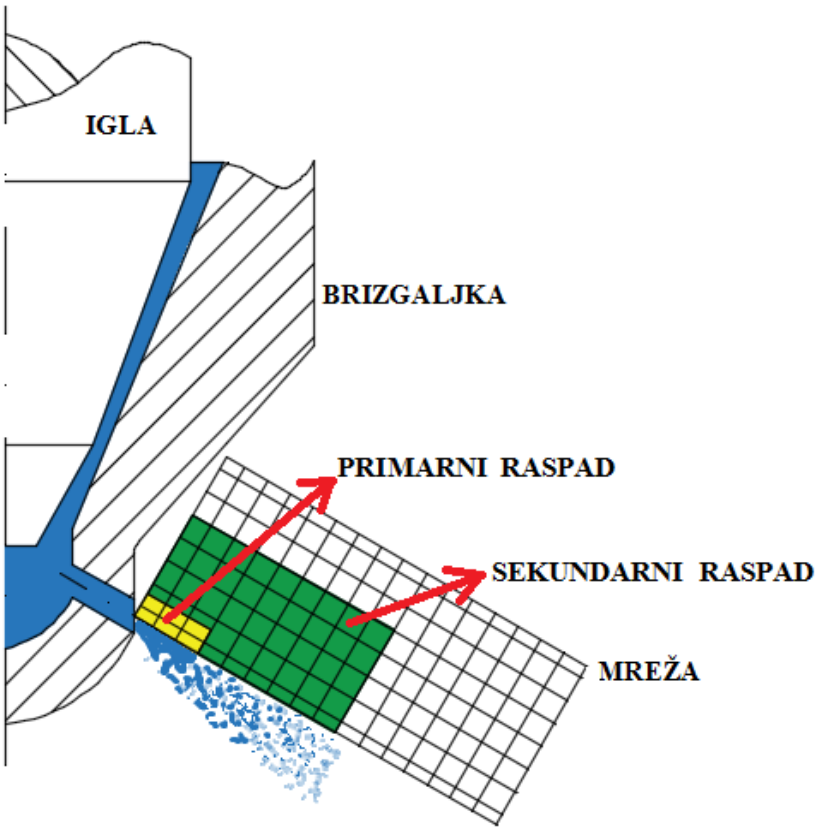


Slika 1.10 Shematski prikaz različitih formi sekundarnog raspadanja [16]

Postoji mogućnost prisutnosti svih formi raspadanja kapljica prilikom ubrizgavanja goriva pod visokim tlakom zato što brzina kapljica, a time i *Weber*-ov broj, mogu znatno varirati.

2. MATEMATIČKI MODEL

Kao što je već u prethodnom poglavlju navedeno, mlaz goriva se raspada zbog površinskih nestabilnosti nastalih prilikom velikih brzina ubrizgavanja, koje su izazvane uslijed visokotlačnog ubrizgavanja kroz sapnicu malog promjera. Primarnim raspadom mlaza nastaju ligamenti i kapljice, a daljnjim, sekundarnim raspadom istih nastaju kapljice manjih promjera. Sa slike 2.1 vidljiv je shematski prikaz spreja prilikom ubrizgavanja u komoru. Na slici se nalazi još i mreža konačnih volumena, pomoću koje se, koristeći simulacije, dolazi do rezultata traženih karakteristike prilikom nastajanja spreja.

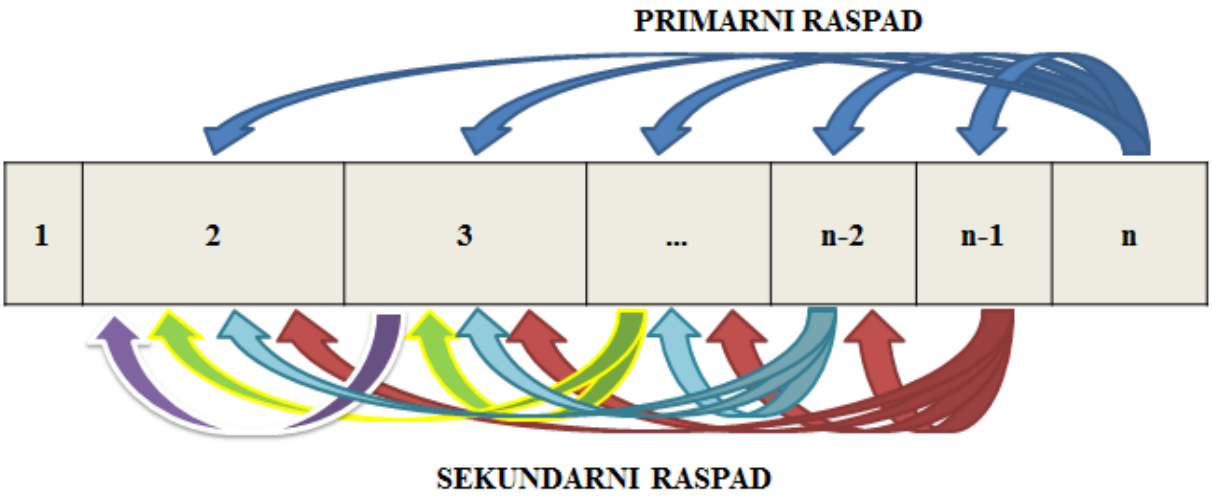


Slika 2.1 Shematski prikaz spreja i mreže konačnih volumena s procesima prilikom ubrizgavanja u komoru

Žuta boja predstavlja dio mreže koji obuhvaća područje odvijanja primarnog raspada, a zelena predstavlja područje odvijanja sekundarnog raspada. Pristup rješavanja u ovome radu je Euler-Eulerov zbog dostatnosti opisivanja fizikalnih procesa u području odmah po izlasku iz sapnice, gdje se stvara gusti sprej. Faze u Euler-Eulerovom pristupu tretiraju se kao

kontinuumi s određenim volumnim udjelom te se za svaku fazu jednadžbe očuvanja rješavaju posebno. Diskretizacijom područja proračuna stvara se mreža (Slika 2.1), sastavljena od određenog broja manjih volumena te se njima dodjeljuju jedan ili više čvorova. U čvorovima se računaju fizikalne veličine uporabom jednadžbi matematičkog modela. Pomoću tih se fizikalnih veličina opisuje ponašanje, odnosno interakcije između različitih faza unutar spreja. Prilikom računanja modela ubrizgavanja vodi se računa o fizikalnim procesima koji nastaju kod visokotlačnog ubrizgavanja, a to su primarni i sekundarni raspad te isparavanje kapljica. Zbog tih se fizikalnih procesa unutar osnovnih jednadžbi očuvanja višefaznih modela javljaju izvorski članovi koji predstavljaju izmjenu mase, momenta količine gibanja i energije između klasa unutar modela spreja. Te se izmjene izračunavaju pomoću empirijskih jednadžbi koje će biti navedene u daljnjem izlaganju.

Modelirani intenzitet izmjene mase između pojedinih klasa tijekom primarnog i sekundarnog raspadanja određena je promjenom radijusa, koja se može odrediti iz odabranih modela.



Slika 2.2 Shematski prikaz izmjene mase imeđu klasa prilikom primarnog i sekundarnog raspada

Na slici 2.2 moguće je vidjeti kako se odvija izmjena masa prilikom određenog raspada. Tijekom primarnog raspada izmjena mase odvija se između klase *n* i preostalih klasa od *2* do *n-1*, dok se kod sekundarnog raspada izmjena odvija između klasa *k* i *l*, čije su vrijednosti raspoređene između *2* i *n-1*. Ako se izmjena mase izvršava s klase *k* na klasu *l* nužno je da se klasa *k* nalazi bliže klasi *n*, odnosno da predstavlja kapljicu većeg promjera. Ukoliko je modelirani promjer novonastale kapljice d_l manji od promjera matične kapljice d_k, dolazi do prijenosa mase u odgovarajuću klasu kapljica ovisno o modeliranom intenzitetu raspada.

2.1. Primarno raspadanje mlaza goriva

Glavni mehanizmi primarnog raspadanja mlaza goriva jesu turbulentno strujanje unutar sapnice i aerodinamičke površinske nestabilnosti izvan sapnice izazvane interakcijom s okolnim plinom. Intenzitet i frekvencija raspadanja ovise o pojavi kavitacije unutar sapnice i o oscilacijama turbulentne brzine mlaza po izlasku iz sapnice. Prilikom visokotlačnog ubrizgavanja, primarni se raspad počinje javljati odmah po izlasku iz sapnice, gdje se mlaz goriva raspada na ligamente i krupnije kapljice, tvoreći tako područje gustog spreja. Jezgra tekućeg mlaza zamišljena je kao konačan broj kapljica promjera jednakog izlaznom promjeru sapnice [2]. Model se temelji na višefaznom *Euler-Euler*-ovom pristupu, što bi značilo da se unutar modela definira određen broj klasa i onda se izmjena mase odvija između čisto tekuće faze *n* i ostalih kapljevitih klasa od *2* do *n-1* (Slika 2.2). Primarni i sekundarni raspad ne odvijaju se istovremeno zato što se sekundarni raspad ne dotiče čisto tekuće faze. Potrebno je naglasiti da se posljedice kavitacije ne uzimaju u obzir u ovome modelu te je uporaba ovog modela limitirana na nastajanje spreja iz turbulentnih tokova kroz sapnicu bez pojave kavitacije.

2.1.1. Model primarnog raspadanja mlaza goriva

Ovaj je model sastavljen od dva potpuno neovisna mehanizma – rasta aerodinamičkih površinskih valova i unutrašnjih turbulentnih naprezanja izazvanih protokom kroz sapnicu. Za određivanje brzine raspadanja mlaza može se koristiti stvarno strujanje unutar mlaznice, a isto je tako moguće koristiti procijenjene prosječne vrijednosti turbulencije. U ovome je modelu pretpostavljeno da turbulentne oscilacije stvaraju početne nestabilnosti na mlazu goriva u obliku površinskih valova. Rast istih nestabilnosti odvija se pod utjecajem aerodinamičkih tlačnih sila do kritičnog trenutka, kada dolazi do odvajanja mlaza u obliku kapljica.

Brzina izmjene mase definira se kao

$$\frac{dm}{dt} = 4 \cdot \pi \cdot R_n^2 \cdot \rho_n \cdot \frac{dr}{dt} \tag{15}$$

gdje dr/dt predstavlja promjenu radijusa kapljice mlaza goriva. Ista se promjena definira pomoću omjera ukupne dužine raspadanja L_A i sveukupnog vremena raspadanja τ_A, što se matematički zapisuje kao

$$\frac{dr}{dt} = \frac{L_A}{\tau_A}. \tag{16}$$

Ukupna dužina raspadanja L_A jednaka je ukupnoj turbulentnoj dužini raspadanja L_T, izračunatoj iz lokalnih veličina kinetičke energije i turbulentne disipacije prema jednadžbi (17)

$$L_T = C_2 \cdot C_\mu \cdot \frac{k_{avg}^{1.5}}{\varepsilon_{avg}} = L_A. \tag{17}$$

U gornjem izrazu k_{avg} predstavlja prosječnu vrijednost kinetičke energije, ε_{avg} prosječnu vrijednost turbulentne disipacije na izlazu iz sapnice, a koeficijent C_μ iznosi C_μ = 0,09 [17]. Jednadžbe pomoću kojih se određuju k_{avg} i ε_{avg} glase

$$k_{avg} = \frac{u_{ubriz}^2 d_{sap}}{8 L_{sap}} \left[\frac{1}{C_7^2} - C_4 - (1 - C_6^2) \right] \tag{18}$$

i

$$\varepsilon_{avg} = C_5 \frac{u_{ubriz}^3}{2 L_{sap}} \left[\frac{1}{C_7^2} - C_4 - (1 - C_6^2) \right], \tag{19}$$

a dimenzijski članovi koji se javljaju u jednadžbama su brzina ubrizgavanja goriva u_{ubriz}, L_{sap} duljina rupe sapnice, d_{sap} promjer rupe sapnice. Osim navedenih dimenzijskih veličina, u jednadžbama (18) i (19) nalaze se i koeficijenti te iznose C_4 = 0,45 i C_5 = 0,27. Preostala dva koeficijenta su C_6, koeficijent kontrakcije, i C_7, koeficijent protoka.

Aerodinamička dužina raspadanja L_W jednaka je dvostrukoj vrijednosti turbulentne L_T, prema izrazu

$$L_W = 2 \cdot L_T \tag{20}$$

Prema jednadžbi (21) promjer novonastale kapljice proporcionalan je vrijednosti turbulentne dužine raspadanja, a u funkciji je kinetičke energije i turbulentne disipacije;

$$D_d = 2 \cdot L_T \tag{21}$$

$$D_d = f(k; \varepsilon) \tag{22}$$

Turbulentno vrijeme raspršivanja računa se pomoću sljedećeg izraza

$$\tau_T = C_\mu \frac{k_{avg}}{\varepsilon_{avg}}. \tag{23}$$

Članovi u jednadžbi (23) opisani su iznad, prilikom navođenja za jednadžbu (17). Aerodinamičko vrijeme raspadanja τ_W računa se prema *KH* modelu nestabilnosti, pomoću jednadžbe

$$\tau_W = \frac{L_W}{\sqrt{\frac{\rho_1 \rho_n |v_n - v_1|^2}{(\rho_n + \rho_1)^2} - \frac{\sigma}{(\rho_n + \rho_1) L_W}}} \tag{24}$$

gdje se indeksi *n* odnose na tekuću, a *1* na plinovitu. Oznaka ρ odnosi se na gustoću faza, σ predstavlja površinsku napetost, a razlika brzina v unutar apsolutne vrijednosti predstavlja relativnu brzinu tekuće faze u odnosu na plinovitu fazu. Također je moguće aerodinamičko vrijeme raspadanja odrediti i preko povezanosti s turbulentnim vremenom raspadanja prema sljedećem izrazu

$$\tau_W = 2 \cdot \tau_T. \tag{25}$$

Konačan izraz za sveukupno vrijeme raspadanja je

$$\tau_A = C_1 \cdot \tau_T + C_3 \cdot \tau_W, \tag{26}$$

gdje su koeficijenti C_1 i C_3 ovisni o eksperimentalnim podacima. Jednadžbom (26) ukupno vrijeme raspada prikazano je kao linearna kombinacija turbulentnog i aerodinamičkog

vremena raspadanja, ali u ovome radu korišten je harmonijski izraz, prikazan jednadžbom (27). U programskom paketu FIRE® implementirano je nekoliko modela koje je moguće koristiti za računanje primarnog raspadanja, a to su: eng. *Prescribed break-up length, Diesel core injection* i *Diesel core injection plus Nozzlefile*. U ovome je radu korišten *Diesel core injection* te će se u daljnjem tekstu model nazivati *DCI* model zbog lakše i bolje preglednosti. Prilikom odabira *DCI* modela postoji opcija pomoću koje se definira izraz za sveukupno vrijeme raspadanja te se naziva *„time scale flag"*. Harmonijski se izraz nalazi pod rednim brojem *2* i definiran je kao

$$\tau_A = \left[\frac{1}{C_1 \cdot \tau_T} + \frac{1}{C_3 \cdot \tau_W}\right]^{-1}. \tag{27}$$

Koeficijenti od C_1 do C_3, koji su se javljali u navedenim izrazima, definirani su na sljedeći način:

- C_1 – parametar kojim je definirano turbulentno vrijeme raspadanja,
- C_2 – parametar kojim je definirano turbulentno vrijeme raspadanja,
- C_3 – parametar kojim je definirano aerodinamičko vrijeme raspadanja.

Konačni izraz kojim je definirana izmjena mase zbog primarnog raspadanja između faze *n* i faze *k* (za svaku fazu dobiva se po jedan izvorski član) glasi

$$\Gamma_{P,nk} = 4 \cdot \pi \cdot r_n^2 \cdot \rho_n \cdot N_n \cdot \left(\frac{dr_n}{dt}\right)_P. \tag{28}$$

Ukoliko se u obzir uzme izraz za volumni udio pojedine faze, definiran jednadžbom (9), te se indeksi *k* zamijene s *n* i promjer izrazi kao dvostruki radijus, jednadžba za izmjenu mase poprima sljedeći oblik

$$\Gamma_{P,nk} = \frac{3 \cdot \alpha_n}{r_n} \cdot \rho_n \cdot \left(\frac{dr_n}{dt}\right)_P = -\Gamma_{P,kn}. \tag{29}$$

2.2. Sekundarno raspadanje kapljica

Nakon što se mlaz goriva primarnim raspadom pretvori u kapljice, one nadalje prolaze proces sekundarnog raspada uslijed djelovanja aerodinamičkih sila. Iste su sile posljedica relativne brzine između kapljica i okolnog plina te pripomažu nestabilnom rastu valova na površini, koji se s vremenom povećavaju i dovode do odvajanja od matične kapljice. Mnogo je modela sekundarnog raspadanja kapljica zastupljeno u literaturi, a neki od njih su *WAVE, TAB, FIPA* i drugi [18][19]. Svi se modeli mogu koristiti za različite simulacije, samo je nužno pravilno odabrati postojeće konstante unutar pojedinog modela. U programskom paketu FIRE® implementirana su dva modela za sekundarno raspadanje, *WAVE* i *FIPA* [18][19]. Prilikom izrade simulacija u ovome radu korišten je *WAVE* model.

2.2.1. Model sekundarnog raspadanja kapljica

Kao što je prethodno navedeno, sekundarno se raspadanje kapljica u ovome radu modelira pomoću *WAVE* modela. *WAVE* model temeljen je na *KH* nestabilnostima, gdje su viskozne sile uzrok stvaranja površinskih valova, koji potom prouzrokuju daljnje raspade na sitnije kapljice. Unutar tog modela postoje dva režima raspadanja – jedan za velike brzine i drugi, *Rayleigh*, za male brzine ubrizgavanja. U ovome radu *Rayleigh*-ov režim nije bitan zato što se prilikom visokotlačnih ubrizgavanja javljaju velike brzine ubrizgavanja.

Prilikom sekundarnog raspadanja dolazi do stvaranja novih kapljica, a samim time i smanjenja broja matičnih kapljica, ostavljajući radijus istih konstantnim. Veličina novonastalih kapljica određena je vrijednostima valne duljine Λ_k i brzine rasta Ω_k površinske nestabilnosti [3]. Brzina promjene radijusa vidljiva je iz jednadžbe (30)

$$\frac{dr_k}{dt} = -\frac{r_k - r_{stable}}{\tau_A}, r_{stable} \leq r_k \tag{30}$$

gdje r_k predstavlja radijus matične, a r_{stable} radijus novonastale kapljice.

Radijus r_{stable} jednak je umnošku koeficijenta C_1 i valne dužine najbrže rastućeg vala na površini kapljice Λ_k, što je matematički zapisano kao

$$r_{stable} = C_1 \cdot \Lambda_k. \tag{31}$$

U literaturi se preporuča vrijednost C_1 = 0,61 [20], međutim raznim je simulacijama spreja dokazano kako veće vrijednosti koeficijenta C_1 daju bolje rezultate. U nekim je slučajevima nužno uzeti veću vrijednost istog koeficijenta od preporučene literaturom, kako radijusi novonastalih kapljice ne bi bili previše mali [21].

Član τ_A u nazivniku predstavlja vrijeme atomizacije, koje se može odrediti pomoću jednadžbe

$$\tau_A = 3{,}726 \cdot \frac{C_2 \cdot r_k}{\Lambda_k \cdot \Omega_k} \tag{32}$$

Koeficijent C_2 ovisi o vrsti sapnice, ali kada se radi o istoj sapnici u različitim simulacijama, radi vjerodostojnosti potrebno je održavati konstantnu vrijednost tog koeficijenta [2]. Niska vrijednost koeficijenta C_2 omogućuje intenzivniji raspad te smanjuje dubinu penetracije, dok pri se višim vrijednostima koeficijenta smanjuje intenzivnost raspada i povećava dubina penetracije tekućeg mlaza goriva. Vrijednosti valne duljine Λ_k i brzine rasta valova Ω_k ovise o lokalnim svojstvima toka, što je vidljivo iz jednadžbi (33) i (34) [21]

$$\Lambda_k = 9{,}02 \cdot r_k \frac{\left(1 + 0{,}45 \cdot \sqrt{Oh}\right)\left(1 + 0{,}4 \cdot T^{0{,}7}\right)}{\left(1 + 0{,}87 \cdot We_1^{1{,}67}\right)^{0{,}6}} \tag{33}$$

i

$$\Omega_k = \left(\frac{\rho_k r_k^3}{\sigma}\right)^{-0{,}5} \frac{0{,}34 + 0{,}38 \cdot We_1^{1{,}5}}{(1 + Oh)(1 + 1{,}4 \cdot T^{0{,}6})}. \tag{34}$$

Veličine s indeksom *k* u jednadžbama iznad odnose se na matičnu kapljicu faze *k*, koja je izložena sekundarnom raspadu. Preostale veličine odnose se na bezdimenzijske značajke. *Oh* označava *Ohnesorge*-ov broj, *T* je *Taylor*-ov broj ($T = Oh \cdot We^{0{,}5}$), a *We* je *Weber*-ova značajka.

Izraz za izmjenu mase po površini kapljice izazvane sekundarnim raspadanjem glasi

$$M_k = \rho_k \frac{dr_k}{dt}, \tag{35}$$

dok je ukupna izmjena mase kapljice faze *k* definirana kao

$$\frac{dm_k}{dt} = 4 \cdot \pi \cdot r_k \cdot \frac{dr_k}{dt}. \tag{36}$$

Konačno, izraz za izvorski član faze *k* uslijed sekundarnog raspadanja je

$$\Gamma_{S,kl} = 4 \cdot \pi \cdot \rho_k \cdot N_k \cdot r_k^2 \cdot \left(\frac{dr_k}{dt}\right)_{sekra} = \rho_k \cdot \frac{3 \cdot \alpha_k}{r_k} \cdot \left(\frac{dr_k}{dt}\right)_{sekra} \tag{37}$$

2.3. Podrelaksacijski faktori

Postupak podrelaksacije primjenjuje se zbog mogućnosti divergiranja iterativnog postupka pri rješavanju nelinearnih jednadžbi. Mogućnost divergencije smanjuje se uvođenjem istih, a postavljanjem različitih vrijednosti podrelaksacijskih faktora kontrolira se brzina konvergencije rješenja. Vrijednosti faktora kreću se unutar granica od 0 do 1. Ako vrijednost podrelaksacijskih faktora iznosi 0, stabilnost rješenja i vrijeme trajanja simulacije se povećavaju. Ukoliko vrijednost podrelaksacijskih faktora teži prema 1, tada se stabilnost rješenja i vrijeme računanja smanjuju. Za postizanje stabilnosti i konvergencije rješenja, uz što kraće vrijeme računanja, nužno je optimalno definirati vrijednosti ovih faktora. To se određuje iskustveno iz razloga što se svaka simulacija se odlikuje svojom posebnosti.

U ovome su se radu koristile već unaprijed zadane vrijednosti podrelaksacijskih faktora (eng. *'Default' Values*), koje se preporučaju u priručniku programskog paketa FIRE®.

2.4. Turbulencija

Strujanje fluida u prirodi najčešće je turbulentnog oblika (trodimenzionalnog i izrazito ne stacionarnog karaktera sa nedeterminiranim pulzacijama fizikalnih veličina, čak i pri stacionarnim rubnim uvjetima) te se uvijek pojavljuje u strujanjima pri visokim vrijednostima *Reynolds*-ova broja. Laminarno strujanje fluida, koje također zauzima značajno mjesto u rješavanju tehničkih problema, prisutno je samo kod malih vrijednosti *Reynolds*-ovog broja. Razlika laminarnog i turbulentnog strujanja leži u nestabilnoj, prividnoj stohastičnosti i kaotičnosti karaktera turbulentnog strujanja. U prirodi se može ostvariti samo ono stacionarno strujanje fluida koje je stabilno u odnosu na male perturbacije. Odnosno, ukoliko perturbacije (nametnuti mali harmonički poremećaji) slabe u vremenu, strujanje je stabilno i ostaje stacionarno. Takvo se strujanje naziva laminarnim. Ukoliko ne dolazi do slabljenja

perturbacije, već se pojačava, strujanje postaje nestacionarno (bez obzira na stacionarne rubne uvjete) i postupno poprima kaotičan karakter. Naziv za takvo strujanje je turbulentno. Nestabilna i prividna stohastičnost turbulentnog strujanja uzrokovana je time što su karakteristična vremena i duljine fizikalnih pojava koje utječu na strujanje mnogo manji nego što su karakteristična vremena i duljine proizašli iz rubnih uvjeta. Potreba za računanjem strujanja općenito je vezana za rubne uvjete i za rezultate s relativno velikim karakterističnim vremenima i duljinama, pa je tako računanje turbulentnog strujanja sustavom diferencijalnih jednadžbi u najmanju ruku neekonomično. Međutim, pojavom i razvojem računala omogućena je numerička simulacija turbulentnog strujanja [15]. Modeliranje turbulencije je računalni postupak definiranja sustava jednadžbi strujanja s usrednjenim veličinama, odnosno jednadžbe se rješavaju za uprosječene veličine. Po broju jednadžbi nekog modela turbulencije vidljivo je koliko je dodatnih parcijalnih diferencijalnih jednadžbi potrebno riješiti. Korisnost modela turbulencije odlikuje se širokom primjenjivošću, točnošću, jednostavnošću i ekonomičnošću.

Svaki je model turbulencije prilagođen za određeni tip strujanja, što znači da ne postoji opći model turbulencije koji je maksimalno pouzdan za svaki tip strujanja. Isto tako treba biti pažljiv oko količine uloženog truda u modeliranje nekog problema. Možda bi se odabirom nekog jednostavnijeg modela dobili dovoljno točni i pouzdani rezultati za problem, isto kao i za daleko kompliciraniji model turbulencije.

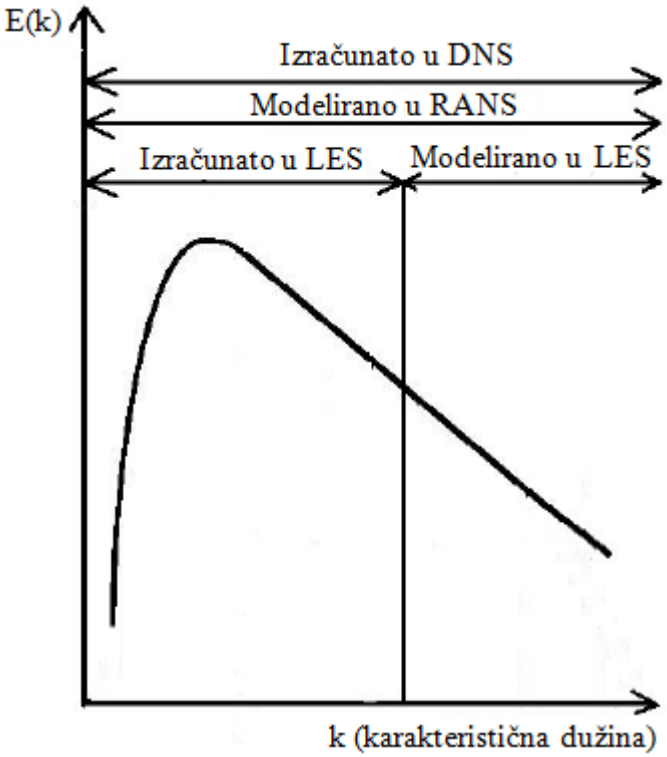
Postoje različiti pristupi modeliranja turbulencije:

- izravno rješavanje *Navier-Stokes*-ovih jednadžbi (eng. *Direct Numerical Simulations,* DNS)
- modeliranje malih vrtloga i direktno rješavanje velikih vrtloga (eng. Large Eddy Simulation, LES)
- modeliranje svih vrtloga *Reynolds*-ovim usrednjavanjem jednadžbi (eng. *Reynolds Averaged Navier-Stokes,* RANS)

U ovom je radu korišten k-ζ-f model turbulencije unutar RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) pristupa modeliranja turbulencije. RANS pristup temeljen je na *Boussinesq*-ovoj hipotezi turbulentne viskoznosti. Prema istoj se tenzor turbulentnog *Reynolds*-ovog naprezanja može modelirati kao i tenzor viskoznih naprezanja, samo što se molekularna viskoznost zamjenjuje turbulentnom viskoznošću. Klasa RANS modela sastavljena je od više razina modela - od najjednostavnijih modela temeljenih na *Boussinesq*-ovoj hipotezi i

modeliranju turbulentne viskoznosti, pa sve do modela u kojima se rješavaju jednadžbe za turbulentna naprezanja. Najpoznatiji modeli za definiranje raspodjele turbulentne viskoznosti s dvije jednadžbe su k-ε i k-ω modeli, s četiri jednadžbe k-ζ-f model, a s jednom jednadžbom Spalart-Allmaras model. RANS pristup modeliranja turbulencije omogućuje simuliranje jednostavnijih geometrija (2D strujanja) te mreže kontrolnih volumena mogu biti grublje, što izravno upućuje na niže numeričke zahtjeve, odnosno smanjuje zahtjevnost računalnih alata.

Turbulenciju promatramo kao skup mnogobrojnih vrtloga sa širokim rasponom promjera (karakterističnih dužina) [15]. Za dobivanje točnog rješenja na čvorovima računalne domene moramo izravno obuhvatiti sve karakteristične dužine, odnosno promjere svih vrtloga, uključujući i najmanje. Ukoliko želimo opisati i najmanje vrtloge (opisuju se pomoću DNS pristupa), nužno je čvorove računalne mreže postaviti dovoljno blizu. To znači da treba izraditi vrlo fine mreže, što za sobom povlači relativno veliko računalno opterećenje (fina mreža), odnosno potrebu za zahtjevnijim računalima. Povećavanjem razmaka između čvorova onemogućujemo izravno rješavanje najmanjih (i malih) vrtloga. U tom se slučaju onda koristimo LES metodom, kojom se smanjuje potreba za računalnim resursima. LES metodom izravno rješavamo samo velike vrtloge, a ono što ne možemo dobiti izravno na čvorovima domene (male i najmanje vrtloge) moramo modelirati. To znači da kod LES pristupa moramo imati model utjecaja malih vrtloga na ukupno rješenje [15].



Slika 2.3 Prikaz udjela modeliranja na Kolmogorovoj energetskoj skali [27]

Za dobivanje modela utjecaja malih vrtloga prikladan je DNS pristup, koji je jako koristan kao alat za temeljna istraživanja i proučavanja modela turbulencije. DNS pristup je i prikladan za razvoj modela RANS metode. Osim za prethodno navedeno, DNS pristup nikako nije prikladan kod modeliranja turbulencije iz razloga što su previsoki numerički troškovi i zahtjevi za računalima, čak i za jednostavne probleme pri niskim *Reynolds*-ovim brojevima.

Modeliranje turbulencije zapravo je manipuliranje jednadžbama i stvaranje modela u onoj formi koja nam dozvoljava simuliranje turbulencije pod zadanim uvjetima [15].

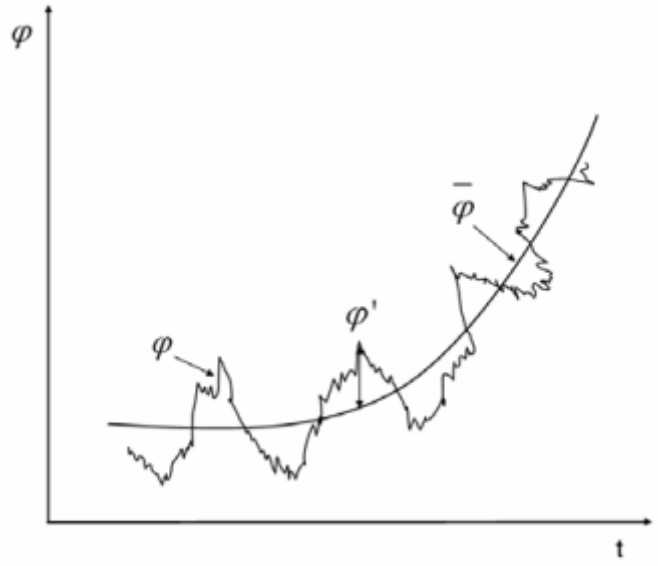
2.4.1. Usrednjavanje transportnih jednadžbi

RANS pristup je uobičajena metoda za modeliranje turbulentnih strujanja u realnim inženjerskim sustavima. Za isti je pristup potrebno usrednjiti veličine osnovnih jednadžbi. Pretpostavka vremenskog usrednjavanja je da se svaka fizikalna veličina φ može zapisati pomoću usrednjene komponente $\overline{\varphi}$ i njene pulsirajuće komponente φ' [27].

Tako, primjerice, brzina poprima oblik:

$$v_i = \overline{v_i} + v_i'. \tag{38}$$

Sa slike 2.5 vidljivo je da je komponenta $\overline{\varphi}$, srednja vrijednost fizikalne veličine φ, ovisna o vremenu *t*. Njena usrednjena vrijednost u ovome je slučaju nestacionarna, a u slučaju da je srednja vrijednost $\overline{\varphi}$ vremenski neovisna, tada se za strujanje kaže da je kvazistacionarno.



Slika 2.4 Pulzacije fizikalne veličine φ u vremenskoj ovisnosti *t* [3]

Dva su najčešća tipa usrednjavanja: *Reynolds*-ovo i *Favre*-ovo. Za *Reynolds*-ovu se metodu usrednjava fizikalna veličina φ, dok se kod *Favre*-ove metode usrednjava produkt fizikalne veličine i gustoće [4]. U slučaju nestlačivog strujanja, kada se gustoća može uzeti kao konstantna veličina, primjenjuje se *Reynolds*-ovo usrednjavanje, dok je za slučaj stlačivog strujanja u uporabi *Favre*-ova metoda. Veličine usrednjene *Reynolds*-ovom i *Favre*-ovom metodom povezane su sljedećom relacijom:

$$\overline{\rho}\tilde{\varphi} = \overline{\rho\varphi} + \overline{\rho'\varphi'}, \tag{39}$$

gdje $\overline{\rho}$ predstavlja gustoću usrednjenu po *Reynolds*-u, dok je fizikalna veličina $\tilde{\varphi}$ usrednjena *Favre*-ovom metodom.

2.4.2. k-ζ-f model turbulencije

Ovaj su model razvili Hanjalić, Popovac i Hadžiabdić 2004. godine [28]. Autori su unaprijedili verziju modela turbulentne viskoznosti temeljene na *Durbin*-ovom eliptičnom konceptu iz 1991. godine, s ciljem poboljšanja numeričke stabilnost izvornog $\overline{v^2} - f$ modela rješavanjem transportne jednadžbe za omjer $\zeta = \overline{v^2}/k$ umjesto za v^2 [29]. Turbulentna viskoznost v_t je prikazana u obliku:

$$\nu_t = C_\mu \zeta \frac{k^2}{\varepsilon}. \tag{40}$$

Dobivanje pojedinih članova jednadžbe (40) bit će opisano kroz daljnji tekst. Turbulentna kinetička energija k:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \rho(P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]. \tag{41}$$

Disipacija turbulentne kinetičke energije ε:

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \rho \frac{C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2}}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]. \tag{42}$$

Normirana karakteristična brzina ζ:

$$\rho \frac{D\zeta}{Dt} = \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta}\right)\frac{\partial \zeta}{\partial x_j}\right], \tag{43}$$

gdje je izraz za eliptičnu funkciju f :

$$-L^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j \partial x_j} + f = \left(C_1 + C_2 \frac{P_k}{\zeta}\right)\frac{\left(\frac{2}{3} - \zeta\right)}{T}. \tag{44}$$

Izraz za produkciju turbulentne kinetičke energije P_k glasi:

$$P_k = \nu_t S^2, \tag{45}$$

gdje je

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}. \tag{46}$$

Izraz za turbulentno vrijeme T glasi:

$$T = \max\left[\min\left(\frac{k}{\varepsilon}, \frac{0{,}6}{\sqrt{6}C_\mu |S|\zeta}\right), C_T\left(\frac{\nu^3}{\varepsilon}\right)^{1/2}\right], \tag{47}$$

dok je izraz za turbulentnu dužinu L:

$$L = C_L \max\left[\min\left(\frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon}\right), C_\eta\left(\frac{\nu^3}{\varepsilon}\right)^{\frac{1}{4}}\right]. \tag{48}$$

3. NUMERIČKA SIMULACIJA PROCESA STVARANJA SPREJA

U ovome radu izvršene su numeričke simulacije procesa spreja prilikom visokotlačnog ubrizgavanja goriva u cilindar. Validacija rezultata dobivenih numeričkom simulacijom potvrđuje se uspoređivanjem s izračunatih i eksperimentalnih rezultata.

Prije samog izvođenja simulacije generirana je mreža kontrolnih volumena s ograničenjima istim kao i u eksperimentalnom ispitivanju. To znači da geometrija mreže, kao i rubni te početni uvjeti odgovaraju onim uvjetima koji su bili zadani prilikom eksperimentalnog ispitivanja. Primjerice, dio mreže koji definira ulaz goriva odgovara izlaznom promjeru sapnice koja je korištena prilikom ubrizgavanja goriva u eksperimentalnim ispitivanjima. Dimenzije domene računanja odgovaraju dimenzijama eksperimentalnog aparata, a nivo diskretizacije kreće se od domene s 3600 do domene s 20944 kontrolnih volumena.

Kao rezultat numeričke simulacije dobivene su krivulje penetracije tekućeg i isparenog goriva, temperaturni profili i ostale fizikalne veličine. Validacija modela vršena je mijenjanjem koeficijenata primarnog i sekundarnog raspadanja te promatranjem njihovog utjecaja na fizikalnost procesa, odnosno s kojim bi vrijednostima istih model ubrizgavanja dao rezultate koji su najbliži rezultatima dobivenim eksperimentalnim ispitivanjem.

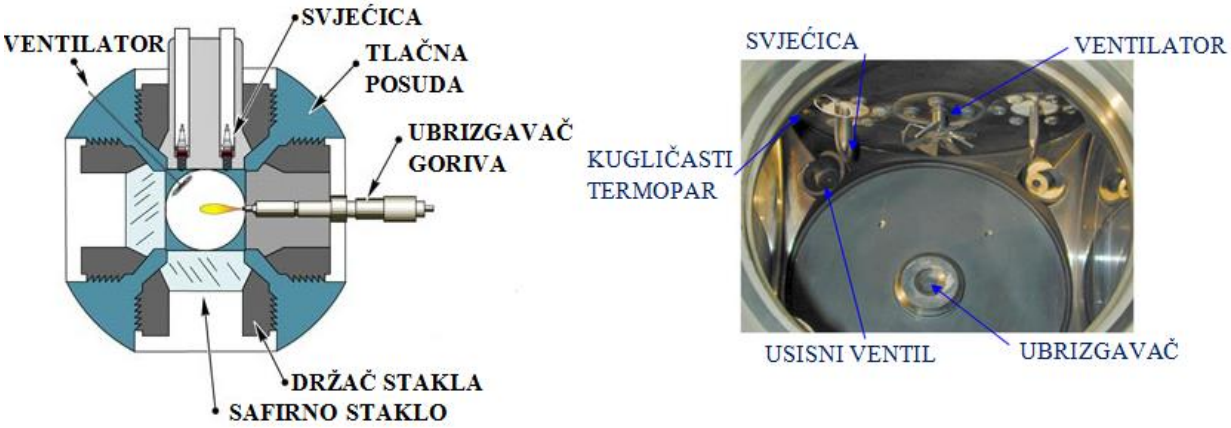
Simulacijski se model ubrizgavanja definira kao nestacionaran iz razloga što je proces ubrizgavanja goriva nestacionarna pojava. Zbog nestabilnosti procesa ubrizgavanja goriva, kao i zbog relativno malih kontrolnih volumena, unutar simulacije definiran je mali vremenski korak.

3.1. Eksperimentalni podaci

Eksperimentalni podaci preuzeti su s web stranice *Engine Combustion Network* (*ECN*) grupe [24]. *ECN* je grupa institucija širom svijeta koje izvršavaju eksperimentalna i numerička istraživanja. Glavni cilj istraživanja jest shvaćanje i usavršavanje znanja procesa izgaranja i nastajanja spreja pri stvarnim uvjetima koji se javljaju unutar motora s unutrašnji izgaranjem. Kao rezultat rada nastala je velika baza podataka istraživanja za nisko temperaturne uvjete izgaranja bitnih kod motora s unutrašnjim izgaranjem.

Eksperiment se vrši ubrizgavanjem tekućeg goriva pomoću sapnice s jednim otvorom u komoru konstantnog volumena. Karakteristična dimenzija stranice komore iznosi 108 mm te

se na dvjema plohama nalaze safirna stakla pomoću kojih je moguće vidjeti procese unutar komore tijekom eksperimenta.



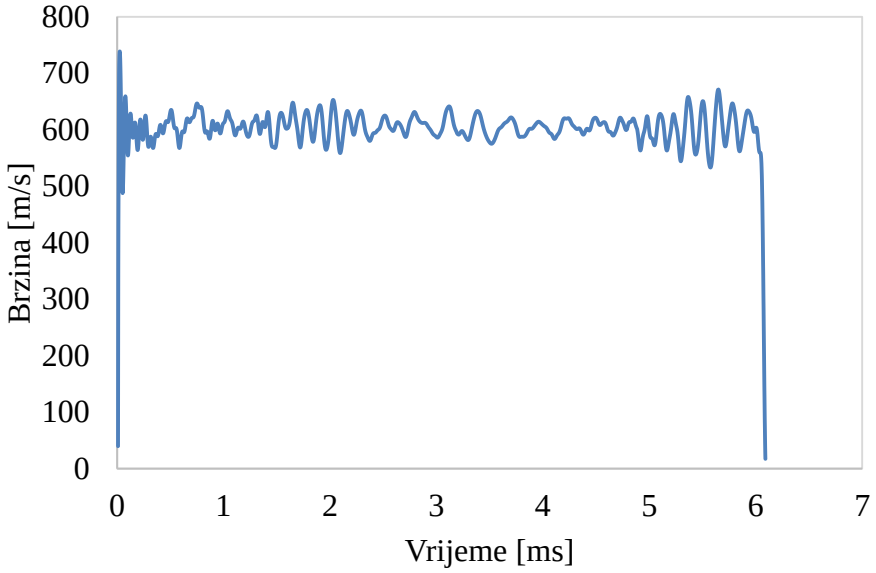
Slika 3.1 Presjek i unutarnji pogled u posudu za ispitivanje [24]

Prije samog početka ispitivanja, komora je ispunjena željenom smjesom zapaljivih plinova. Najprije se ista smjesa zapali pomoću svjećica, također smještenih unutar posude. Izgaranjem prethodno zapaljene smjese postižu se željeni uvjeti unutar dizel motora, poput temperature, tlaka i količine zaostalih ispušnih plinova (*EGR*) unutar ispitivane komore. Zaostali ispušni plinovi su produkti prethodno zapaljene smjese plinova. Zatim se, nakon postizanja željenih uvjeta, ubrizgava tekuće gorivo s približnim tlakom od 150 MPa kroz sapnicu SAC tipa [25]. Sapnica se nalazi na sredini jedne stranice komore, kako je prikazano na slici 3.1. Na web stranici *ECN* grupe postoje eksperimenti za razne vrste goriva i različite početne uvjete unutar komore. U ovome se radu simulira ubrizgavanje n-dodekana u komoru gdje nema kisika kako bi se izbjegao proces izgaranja gorivih para. Ubrizgavanje n-dodekana vrši se kroz sapnicu promjera 84 μm uz iznose koeficijenta protoka C_d = 0,9 i koeficijenta kontrakcije C_a = 0,98. Detaljniji opis instrumenata i postupka eksperimenta može se pronaći na web stranici *ECN* grupe i u raznim objavljenim člancima [24][25].

3.1.1. Podaci na ulaznom dijelu

Podaci za brzine ubrizgavanja, temperaturu, geometriju sapnice te ostali podaci koji su potrebni za simulaciju dobiveni su s internetske stranice *ECN* grupe, pod opcijom „*Data Search Utility*“ [26]. Podaci za brzine ubrizgavanja tijekom cijelog procesa dobiveni su u tabličnom obliku. Originalni podaci dobiveni su u vidu ubrizgane mase u vremenu te su naknadno pomoću gustoće goriva, izlaznog promjera sapnice i odgovarajućih matematičkih

radnji pretvoreni u vremenske profile brzine ubrizgavanja. Gustoća goriva preuzeta je iz programskog paketa FIRE® te iznosi ρ = 690 kg/m^3, dok je geometrijski podatak promjera sapnice dobiven s internetske stranice *ECN* grupe i iznosi d_{ulaz} = 84 µm. Površina izlaznog presjeka iz sapnice računa se prema formuli za površinu kruga $A_{ulaz} = \frac{d_{ulaz}^2 \pi}{4}$ te je njezina vrijednost $A_{ulaz} = 5{,}54177 \cdot 10^{-9}$ m^2. Temperatura goriva, n-dodekana, na ulazu iznosi T_{ulaz} = 373 K. Slika 3.2 grafički prikazuje manifestaciju brzine ubrizgavanja kroz cijeli proces.

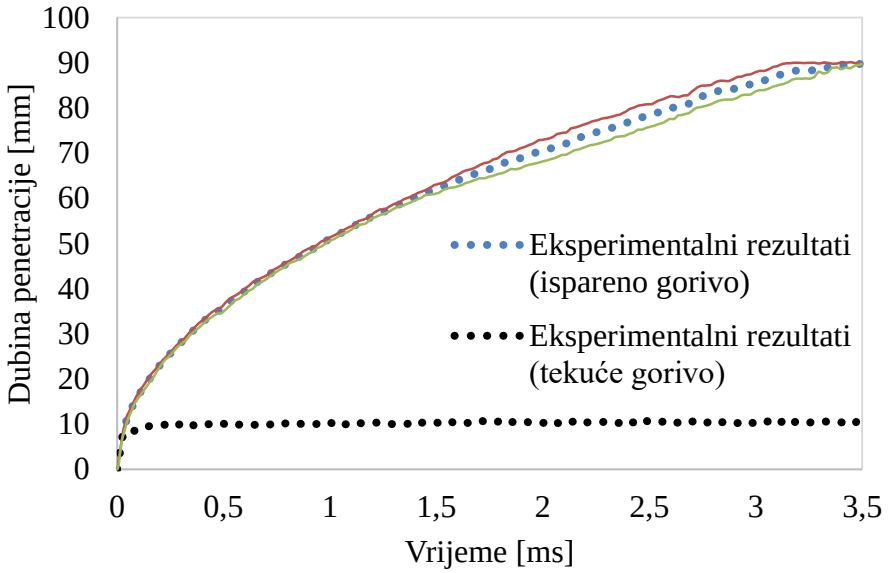


Slika 3.2 Brzine ubrizgavanja tijekom cijelog procesa

Sa slike 3.2 moguće je uočiti da proces ubrizgavanja traje oko 6 ms, a najveća brzina koja se javlja prilikom ubrizgavanja iznosi oko 740 m/s. Brzina tijekom gotovo cijelog procesa ubrizgavanja oscilira te srednja vrijednost iste iznosi oko 600 m/s.

3.1.2. Podaci za penetraciju tekućeg i isparenog goriva

Podaci za penetraciju tekućeg i isparenog goriva dobivene su u tabličnom obliku. Isti su podaci nastali snimanjem pomoću lasera i kamere tijekom eksperimenta koristeći odgovarajuće eksperimentalne tehnike. Slika 3.3 predstavlja grafički prikaz eksperimentalnih podataka.



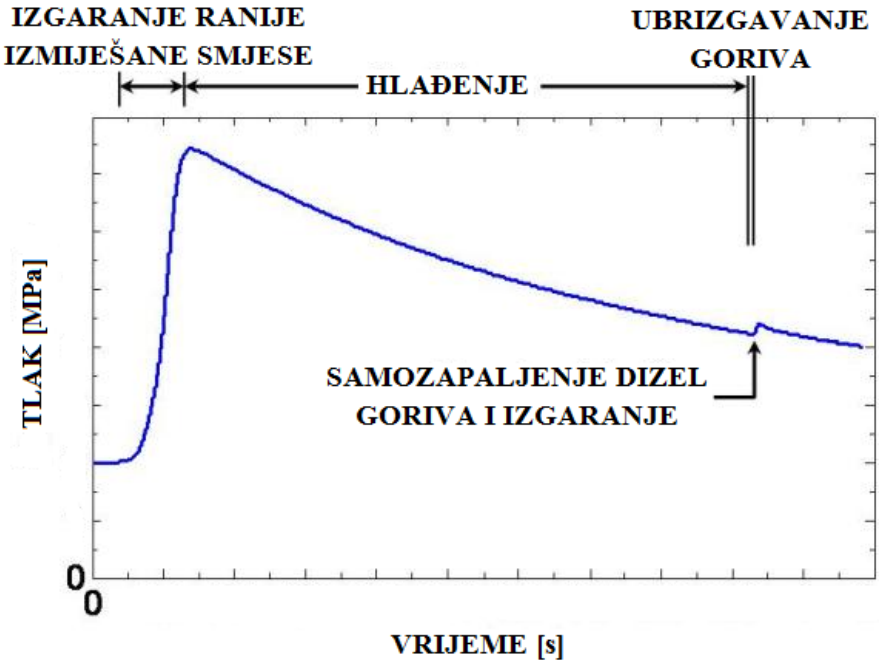
Slika 3.3 Penetracija isparenog i tekućeg goriva iz eksperimentalnih podataka

Proces ubrizgavanja traje 6 ms, ali zbog toga što su podaci za penetraciju isparenoga goriva dati samo do 3,5 ms, proces je grafički prilagođen tom vremenskom okviru. Sa slike 3.3 vidljivo je kako se neposredno nakon početka ubrizgavanja dubina penetracije tekućeg goriva ustali oko prosječnog iznosa od 10 mm te takvu vrijednost zadržava sve do kraja ubrizgavanja, odnosno do 6 ms. Iako na slici krajnje vrijeme ubrizgavanja nije prikazano te se time ne može dokazati tvrdnja, u tabličnim podacima iz eksperimenta to je zabilježeno. Sa slike 3.3 vidljivo je kako je penetracija isparenog goriva u stalnom porastu te u 3,5 ms dosegne vrijednost oko 90 mm [26]. Oko penetracije isparenoga goriva vidljive su još dvije krivulje te one predstavljaju greške dobivene prilikom eksperimentalnih ispitivanja. Do 1,5 ms gotovo je neprimjetna razlika između krivulja, dok se nakon tog vremena vide oscilacije sve do kraja ubrizgavanja od 3,5 ms. Jasno je i da postoje greške za tekuće gorivo, no na ovome grafu slike 3.3 nisu prikazane iz razloga što su znatno manje od greški za ispareno gorivo te se gotovo preklapaju s krivuljom penetracije tekućeg goriva.

3.1.3. Početni uvjeti unutar komore

Za početak numeričke simulacije nužno je postaviti i odgovarajuće početne uvjete. Kako je već ranije navedeno u poglavlju 3.1, za postizanje početnih uvjeta karakterističnih za dizel motor potrebno je najprije zapaliti odgovarajuću smjesu zapaljivih plinova. Nakon izgaranja iste, potrebno je neko vrijeme hladiti unutrašnjost komore odvođenjem topline kroz stjenke

komore kako bi se uspostavilo stanje koje odgovara stanju dizel motora. Nakon postizanja željenih uvjeta dolazi do ubrizgavanja goriva. Shematski prikaz ovoga procesa vidljiv je sa slike 3.4.



Slika 3.4 Shema postizanja početnih uvjeta

Na slici 3.4 moguće je uočiti kako po osima nema numeričkih vrijednosti, već je samo stavljena nula, koja označava početak cjelokupnog procesa. Slika 3.4 je samo kvalitativan prikaz i pomoć pri pojašnjavanju procesa dobivanja početnih uvjeta. Prema podacima s web stranice *ECN* grupe iznosi udjela produkata zapaljene smjese (zaostali ispušni plinovi) koji čine plin u komori prikazani su u tablici 3.1.

Tablica 3.1 Udio pojedinih plinova u ispitivanoj komori

Plin	O_2	N_2	CO_2	H_2O
Udio (%)	0	89,71	6,52	3,77

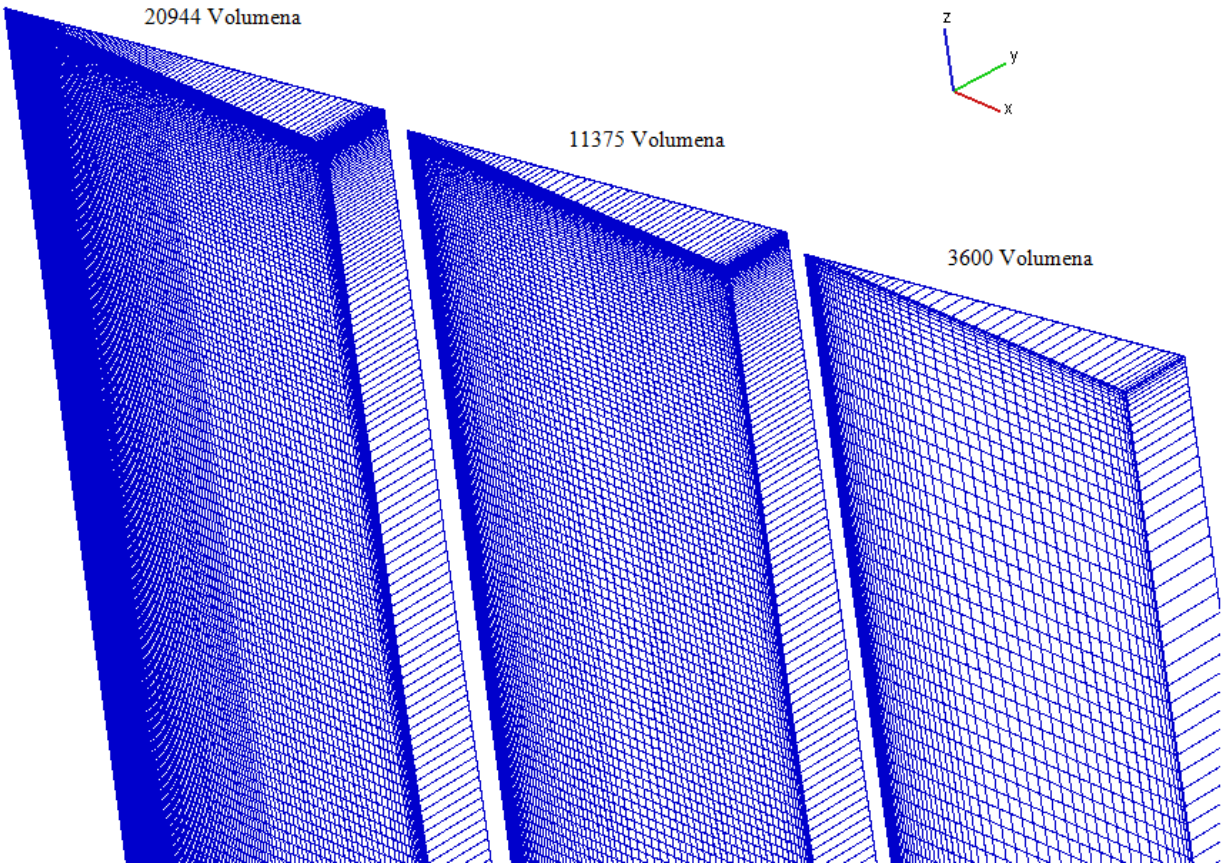
Osim toga, iz eksperimenta preuzeti su i ostali podaci nužni za pokretanje računalne simulacije. Za temperaturu unutar komore uzet će se T_{unutra} = 1100 K. Ova vrijednost ne označava stvarnu temperaturnu vrijednost unutar komore, već označava srednju temperaturnu vrijednost iz razloga što postoje razne oscilacije, poput provođenja topline kroz stjenke

komore, drukčije temperature jezgre goriva, itd. Unutar eksperimentalne komore se upravo iz tog razloga nalazi ventilator koji pripomaže ostvarivanju izjednačene temperature kroz cijelu komoru. Tlak unutar komore na početku ubrizgavanja goriva, prema podacima s web stranice, iznosi p_{unutra} = 4,96 MPa, a temperatura na stjenkama komore T_{wall} = 490 K. Podatak za temperaturu na stjenkama komore dobiven je od strane neposrednog mentora.

3.2. Postavke simulacija

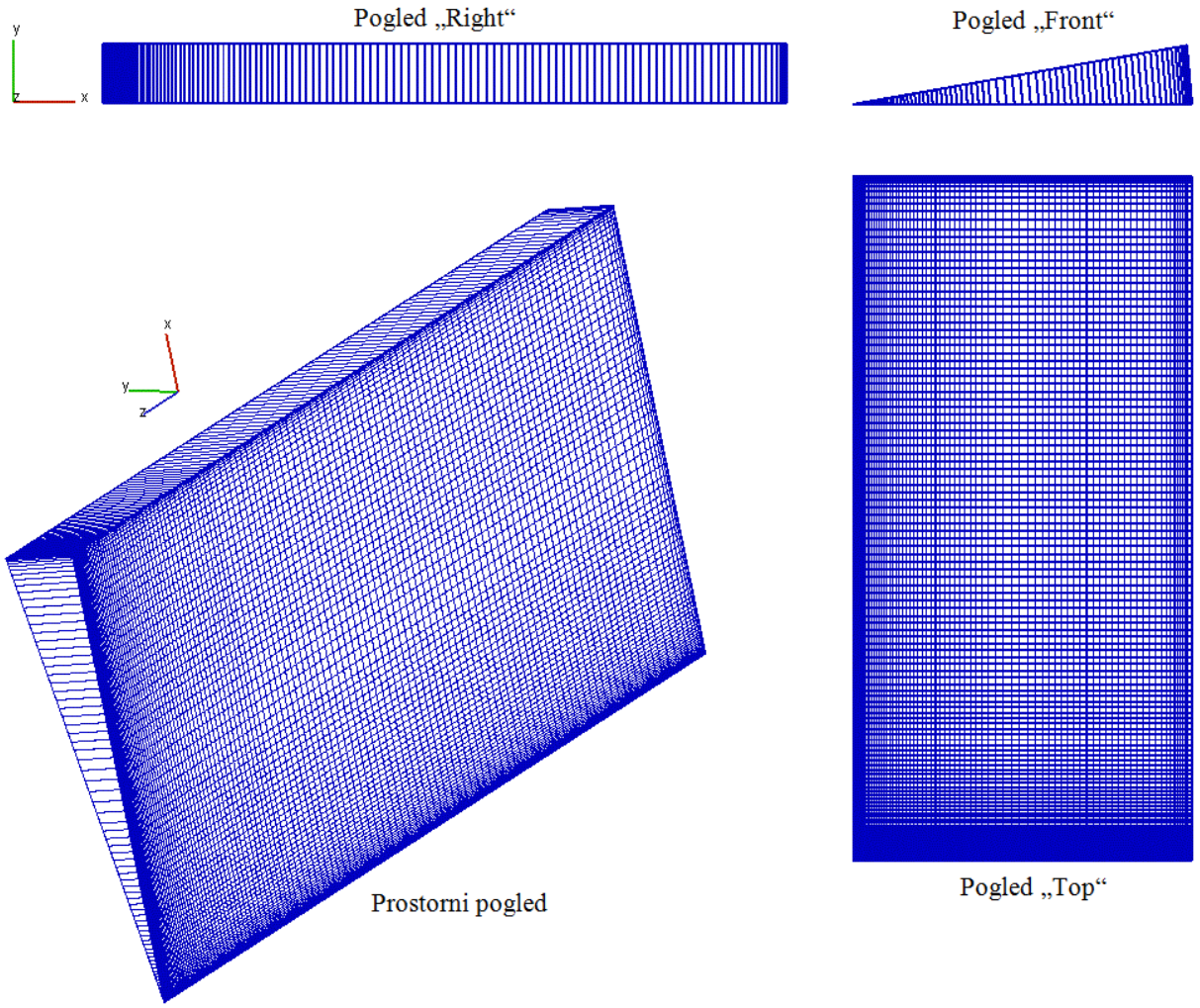
3.2.1. Generiranje mreže kontrolnih volumena

Mreža kontrolnih volumena napravljena je u programskom paketu FIRE® pomoću predprocesora *FAME* te je oblika kriške – tzv. *2D* mreža. Početna mreža sastoji se od 11375 kontrolnih volumena pretežito četvrtastog oblika raznih dimenzija, ovisno o gustoći mreže. Dodatne dvije mreže istih su dimenzija, ali se sastoje od 3600 i 20944 kontrolnih volumena, tako da se može ispitati utjecaj mreže na rezultate simulacije.



Slika 3.5 Prikaz različitih mreža kontrolnih volumena

Sa slike 3.5 vidljivo je kako je mreža najgušće napravljena u samoj blizini sapnice zato što tamo dolazi do intenzivne interakcije između faza, odnosno dolazi do primarnog i sekundarnog raspadanja ubrizganog goriva. Na mjestima gdje nema procesa spreja mreža je razrjeđenija iz razloga što to područje domene nema preveliki utjecaj na rezultate te se tako smanjuje zahtjevnost simulacije. U smjeru -*z* domena je dugačka 105 mm, dok je u smjeru *x* 52 mm. Prilikom generiranje mreže, za stvaranje finijih dijelova, odnosno progušćivanja, korištena je opcija „*refine*“ unutar programskog paketa FIRE®. Sa slike 3.6 moguće je vidjeti kako izgleda mreža koja je korištena tijekom simulacije.



Slika 3.6 Prikaz mreže spreja od 11375 volumena

Za parametrizaciju modela primarnog i sekundarnog raspada korištena je mreža od 11375 volumena.

3.2.2. Definiranje vremenskog koraka

Zbog izrazitih nestacionarnosti procesa koji nastaju prilikom ubrizgavanja goriva u motor i procesa samog stvaranja spreja nužno je odrediti malene vremenske korake. Također, manji vremenski koraci karakteristični su za odabrani Euler-Eulerov višefazni pristup rješavanja procesa spreja. Vremenski korak mora biti pravilno odabran zato što ima značajan utjecaj na proces stvaranja spreja, a odabire se pomoću *Courant*-ovog broja prema izrazu za *n*-dimenzionalni slučaj:

$$C = \Delta t \sum_{i=1}^{n} \frac{u_{x_i}}{\Delta x_i} \leq C_{max}, \quad i = 1, \dots, n, \tag{49}$$

gdje u_{xi} predstavlja brzinu goriva po određenim osima, Δt vremenski korak, a Δx_i duljinu intervala po određenoj osi, odnosno u ovome slučaju duljinu jednog proizvoljno, ali smisleno odabranog kontrolnog volumena po određenoj osi. Ukoliko bi vremenski korak bio prevelik moglo bi doći do nestabilnosti simulacije zbog velikih gradijenata u izmjeni mase. Upravo se zbog toga na početku simulacije postavlja jako maleni vremenski korak, a kako simulacija odmiče završetku, tako se i vremenski korak povećava. U sljedećoj je tablici prikazan odabrani vremenski korak za simulacije spreja.

Tablica 3.2 Prikaz vremenskog koraka u simulaciji

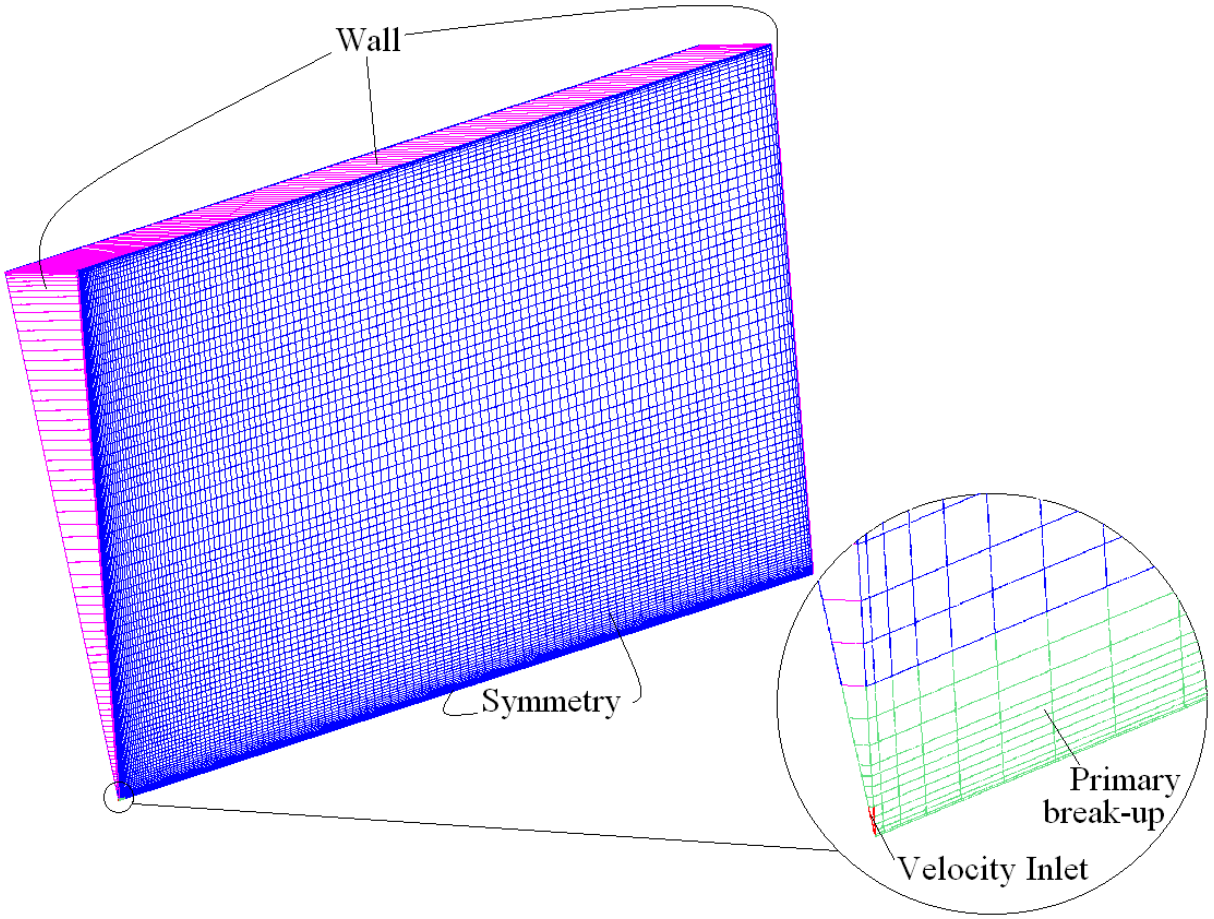
	Do	Vrijeme	DeltaT
		s	*s*
1	Do	1e-5	1e-8
2	Do	4e-4	1e-7
3	Do	0,006	3e-7

Prilikom izrade rada istraživali su se različiti setovi vremenskih koraka, no nisu svi setovi bili uspješni. Kod prevelikih vremenskih koraka pojavljivale su se nestabilnosti u računanju.

3.2.3. Definiranje granica sustava s odgovarajućim rubnim uvjetima

Nakon što se izrade mreže kontrolnih volumena slijedi postavljanje odgovarajućih rubnih uvjeta. Prije svega je potrebno u programskom paketu FIRE® definirati selekcije, a zatim na njih onda postaviti željene rubne uvjete. Potrebno je definirati tri selekcije za postavljanje rubnih uvjeta i još jednu selekciju za primarno raspadanje. Selekcija za primarno raspadanje vidljiva je na slici 3.7, i razlikuje se od ostalih u tome da se sastoji od određenog broja volumena dok su ostale selekcije definirane kao površine. Selekcije za postavljanje rubnih uvjeta su:

1. *Inlet (Ulaz goriva)*
2. *Wall (Zid)*
3. *Symmetry (Simetrija)*



Slika 3.7 Prikaz definiranih selekcija na mreži kontrolnih volumena za simulaciju

Kao što je navedeno u poglavlju 3.2.1, mreža kontrolnih volumena ima oblik kriške, iako je sapnica kružnog oblika. Udio kriške u odnosu na cilindrični oblik je *1/36* (*10°/360°*). To je

učinjeno kako bi simulacija trajala kraće. Pomoću rubnog uvjeta „*Symmetry*“ (simetrija, na slici 3.7 označeno plavom bojom) na rubnim stranicama omogućuje se da simulacija na mreži oblika kriške odgovara simulaciji na mreži cilindričnog oblika.

Selekcija pod imenom „*Wall*“ (zid) na slici 3.7 prikazana je ružičastom bojom i u rubnim uvjetima ona se definira kao stacionarni zid. Stacionarnost zida unutar programa definirana je pomoću brzine iznosa 0 m/s u sva tri smjera (u_x, u_y i u_z = 0). Isto tako, na toj selekciji definiran je temperaturni rubni uvjet iznosa 490 K.

Kako bi mogli simulirali strujanje potrebno je u računalnoj domeni definirati površinu za ubrizgavanje goriva. Za ulaznu površinu definira se djelić sapnice s jednim otvorom promjera 0,084 mm. Unutar programa FIRE® selekcija „*Inlet*“ (ulaz goriva, crvenom bojom označena na slici 3.7) definira se kao „*Normal Velocity*“ (normalna brzina, brzina u smjeru normale na površinu) te je potrebno definirati ju za svaku fazu posebno. U cijelom radu korišten je višefazni model definiran sa 6 klasa. Za bolji pregled rubnih uvjeta na selekciji „*Inlet*“ napravljena je tablica 3.3.

Tablica 3.3 Prikaz rubnih uvjeta na selekciji „*Inlet“*

	Klasa 1	Klasa 2	Klasa 3	Klasa 4	Klasa 5	Klasa 6
Normalna brzina	Tablica	Tablica	Tablica	Tablica	Tablica	Tablica
Temperatura	373 K	373 K	373 K	373 K	373 K	373 K
Volumni udio	1e-6	1e-6	1e-6	1e-6	1e-6	0,999995

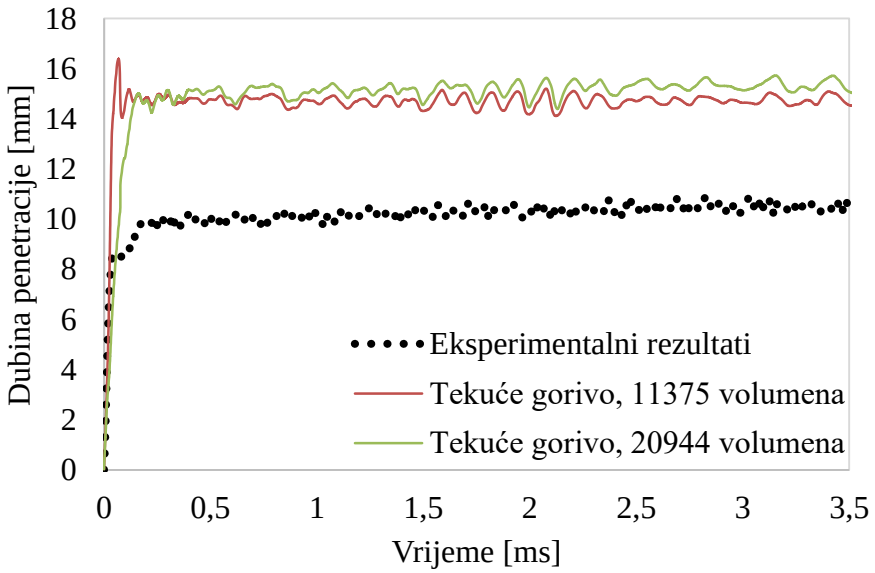
Za definiranje normalne brzine učitani su eksperimentalni rezultati brzine ubrizgavanja goriva. Izuzetno je važno voditi računa u ukupnom zbroju volumnih udjela koji mora biti jednak 1. Iz tablice 3.3 vidljivo je da najveći udio ima klasa 6, koja predstavlja tekuću fazu. Iako u realnosti ostale klase ne ulaze kroz selekciju „*Inlet“*, zbog numeričkih razloga moraju postojati te su definirane sa zanemarivo malom vrijednošću volumnog udjela kako ne bi utjecale na rezultat. Temperatura svih klasa jednaka je temperaturi ubrizganog goriva od 373 K.

3.2.4. Utjecaj finoće mreže na rezultate simulacija

Na sljedećoj slici prikazana je usporedba rezultata simulacija za penetraciju tekućeg goriva za dvije različite računalne mreže. U tablici 3.4 prikazan je set koeficijenata korišten u simulacijama za prikaz utjecaja finoće mreže, što je ujedno i referentni set koeficijenata koji će služiti za usporedbu rezultata nakon parametrizacije koeficijenata modela.

Tablica 3.4 Set koeficijenata korišten u simulacijama za prikaz utjecaja finoće mreže

Primarno raspadanje „*DCI*“							Sekundarno raspadanje „*WAVE*“	
C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_1	C_2
10	20	30	0,45	0,27	0,98	0,9	0,61	15



Slika 3.8 Usporedba rezultata simulacija za penetraciju tekućeg goriva dviju mreža

Potrebno je napomenuti da se variranjem mreže može utjecati na rezultate simulacije. Sa slike 3.8 uočljivo je kako mreža od 11375 kontrolnih volumena daje slične rezultate kao i mreža s 20944 kontrolnih volumena. Na temelju dobivenih rezultata može se zaključiti kako mreža od 11375 daje dovoljno dobre rezultate te će se ista koristiti u svim simulacijama.. U ovome radu za sve simulacije koristi se jedna mreža upravo iz razloga kako bi se mogao ispitati utjecaj pojedinih modela na penetraciju tekućeg i isparenog goriva.

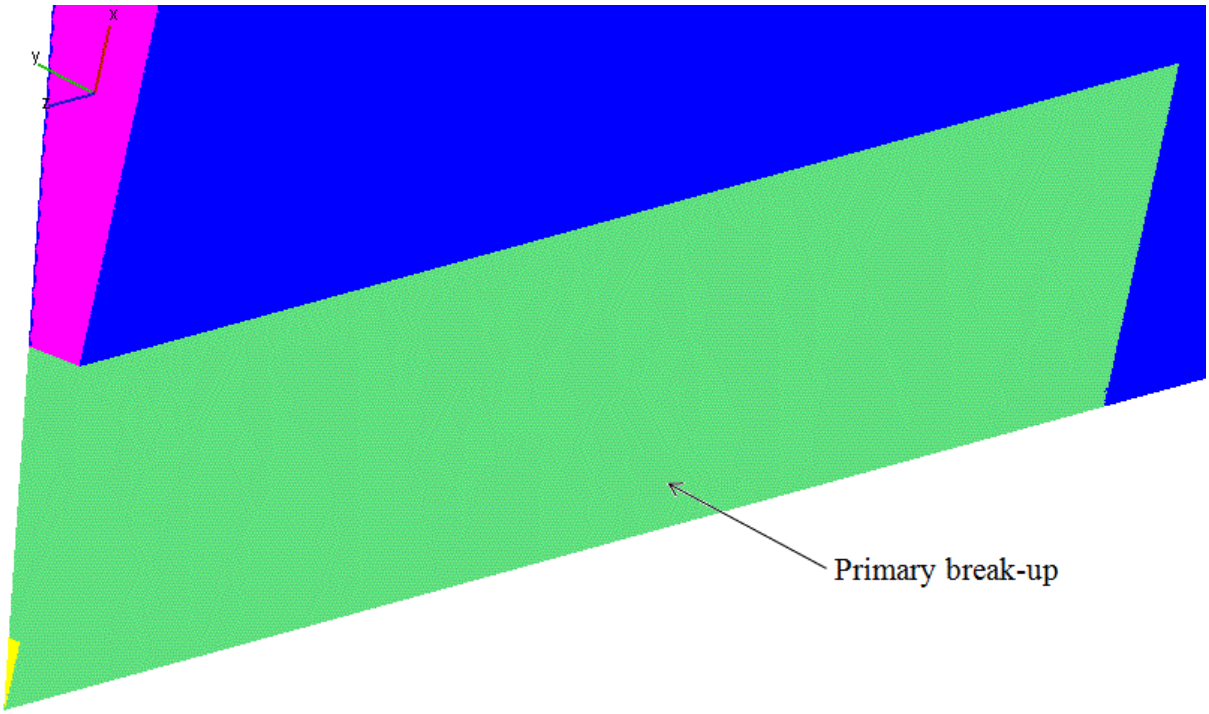
3.3. Rezultati numeričke simulacije i analiza utjecaja koeficijenata modela raspadanja goriva

U ovome se poglavlju, uz prikaz rezultata simulacija, izvršava i parametarska analiza uspoređivanjem rezultata dobivenih simulacijama s rezultatima eksperimentalnih ispitivanja. Kroz simulacije mijenjane su vrijednosti svakog pojedinog koeficijenta te je istraživan utjecaj istih na penetraciju tekućeg i isparenog goriva, s ciljem što boljeg opisivanja procesa stvaranja spreja.

Kombinacije vrijednostima koeficijenata vršene su tako da je prva simulacija postavljena na referentne vrijednosti koje su prikazane u tablici 3.4, a zatim se, variranjem vrijednostima (jedna vrijednost manja, a druga veća od preporučene), uspoređivalo rezultate i uzimalo one koji daju bolje vrijednosti. U ovome su radu prvo vršena variranja koeficijenata primarnog raspada, a potom su se, nakon odabira kombinacije onih vrijednosti koeficijenata primarnog raspada s kojima su dobiveni bolji rezultati, vršile simulacije s variranjem koeficijenata sekundarnog raspada.

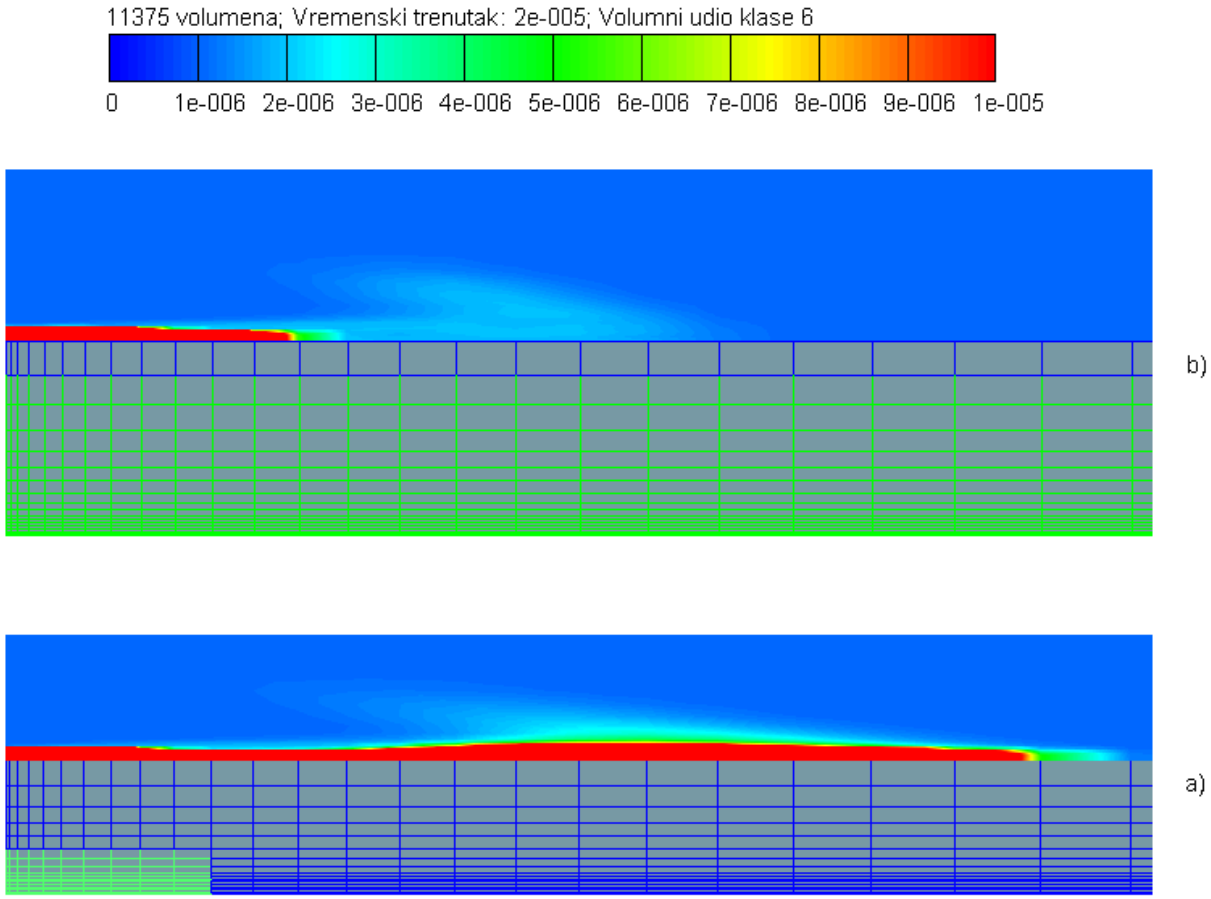
3.3.1. Primarno raspadanje „DCI“

Kako je već ranije navedeno u potpoglavlju 2.1, za računanje primarnog raspada koristit će se model *Diesel Core Injection (DCI),* implementiran u programskom paketu FIRE®. Prilikom korištenja *DCI* modela nužno je definirati područje primarnog raspadanja u domeni mreže kontrolnih volumena. Izmjena mase uslijed primarnog raspadanja računa se samo unutar definiranog područja na mreži kontrolnih volumena. U ovome je radu područje primarnog raspadanja definirano pod nazivom „*Primary_break-up*“ pomoću opcije „*Selection“*. Iako je područje primarnog raspada „*Primary_break-up*“ prikazano i spomenuto već na slici 3.7 prilikom pojašnjavanja selekcija, na slici 3.9 nalazi se zorniji, odnosno cjelokupni prikaz istog područja (zelena boja) na mreži kontrolnih volumena.



Slika 3.9 Selekcija primarnog raspadanja u mreži kontrolnih volumena – zelena boja

Prvotno se područje primarnog raspada definiralo tako što je u radijalnom smjeru (smjer osi *x*) odabrana udaljenost iznosa pet polumjera sapnice, a u negativnom aksijalnom smjeru (negativan smjer osi *z*) udaljenost iznosa dvadeset polumjera sapnice. Već se na temelju rezultata nakon prve simulacije s mrežom od 11375 kontrolnih volumena ustanovilo da je označeno nedovoljno veliko područje primarnog raspada. Ukoliko područje domene gdje se računa primarni raspad nije dovoljno veliko (premaleno područje domene označeno), dolazi do toga da dio tekuće faze (klase 6) izlazi iz istog područja (Slika 3.10 a). Dio tekuće faze koji nije podlegao primarnom raspadanju, odnosno dio koji je izašao iz označenog područja nastavlja penetrirati kroz računalnu domenu i nije dalje podložan sekundarnom raspadanju. Kako bi se to izbjeglo, potrebno je označiti dovoljno veliko područje, kojim će doći do potpunog raspada klase 6. Na slici 3.10 usporedno su prikazani mreža s prvotnim područjem primarnog raspada i za takvo područje dobiveni rezultati, gdje je moguće vidjeti kako je područje potrebno za primarni raspad puno veće negoli je definirano, i mreža s novoizabranim područjem i pripadajućim rezultatima. Na slici 3.10 prikazan je samo dio mreže kontrolnih volumena u radijalnom smjeru koji je dovoljan da bi se zorno prikazala usporedba i koji služi kako bi se tekst ranije naveden mogao lakše i jasnije popratiti. Vremenski trenutak na slici 3.10 prikazan je u sekundama (s).



Slika 3.10 Usporedni prikaz prvotno označenog područja *a)* i novoizabranog područja primarnog raspada *b)*

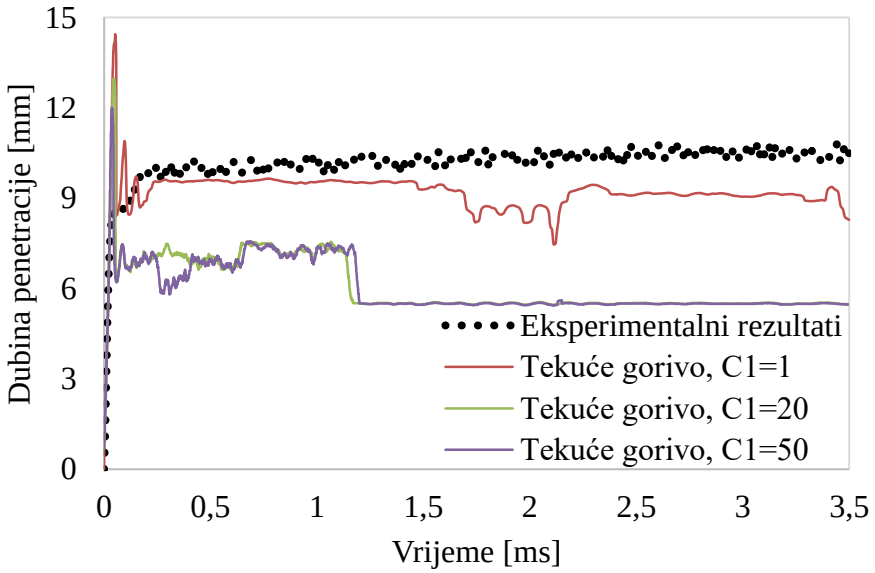
3.3.1.1. Utjecaj koeficijenta primarnog raspada C_1 na stvaranje spreja

Kako je već navedeno u uvodnom dijelu potpoglavlja, prvo su određeni koeficijenti primarnog raspadanja, a potom su se vršile varijacije koeficijenata sekundarnog raspadanja. U tablici 3.5 moguće je vidjeti set koeficijenata s kojima vršila simulacija, odnosno s kojim se je vrijednostima variralo za konačan odabir iznosa koeficijenta C_1.

Tablica 3.5 Variranje koeficijenta C_1 primarnog raspadanja „*DCI*“

Primarno raspadanje „*DCI*“							Sekundarno raspadanje „*WAVE*“	
C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_1	C_2
1; 20; 50	20	30	0,45	0,27	0,98	0,9	0,61	15

Utjecaj koeficijenta C_1 na vrijeme raspadanja vidljiv je u formuli (27). Koeficijent se nalazi uz turbulentno vrijeme raspadanja, čime se može naslutiti kako je utjecaj turbulencije na ukupno vrijeme raspadanja veće ukoliko je i iznos koeficijenta C_1 veći. Na slici 3.11 može se uočiti kako se povećanjem iznosa koeficijenta C_1 smanjuje dubina penetracije.



Slika 3.11 Prikaz utjecaja koeficijenta C_1 unutar *DCI* modela na dubinu penetracije

Iz analize rezultata sa slike 3.11 vidljiva je znatna razlika između krivulja. Odabrana vrijednost koeficijenta primarnog raspadanja iznosi C_1=1 upravo zato što daje rezultate koji najviše odgovaraju eksperimentalnima.

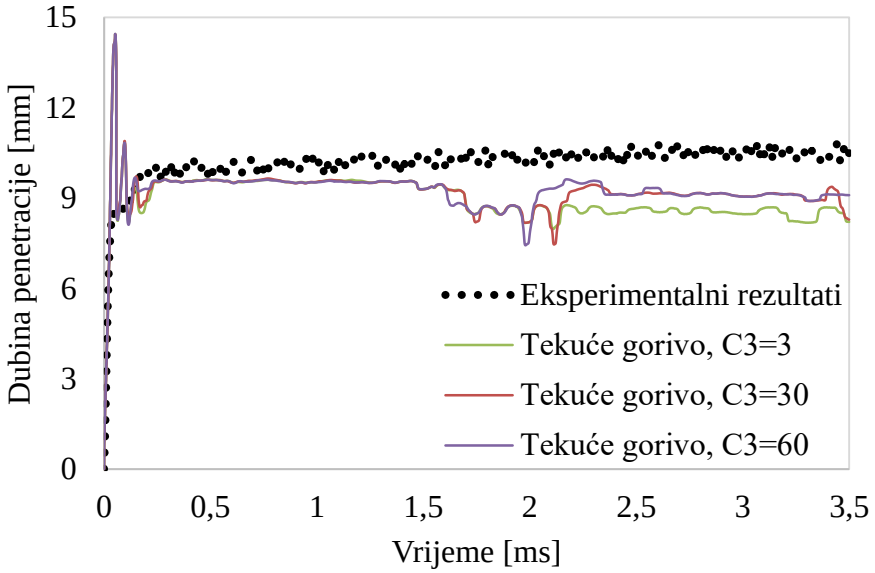
3.3.1.2. Utjecaj koeficijenta primarnog raspada C_3 na stvaranje spreja

Utjecaj koeficijenta primarnog raspadanja C_3 na penetraciju goriva djelomično se može poistovjetiti s utjecajem koeficijenta C_1 zato što imaju istu tendenciju promjene, ali ipak postoji razlika. Naime, koeficijent primarnog raspadanja C_3 smješten je, prema jednadžbi (27), uz aerodinamičko vrijeme raspadanja, koje je različito od turbulentnog vremena raspada. No, fizikalno gledajući, ukoliko vrijednost koeficijenta C_3 poraste dolazi do smanjenja intenziteta primarnog raspadanja, što uzrokuje povećanje penetracije mlaza goriva. U ovome je slučaju očito kako turbulencija ima veći utjecaj od aerodinamike na raspadanje (Slika 3.12).

Tablica 3.6 prikazuje varijacije vrijednosti koeficijenta primarnog raspadanja C_3.

Tablica 3.6 Variranje koeficijenta C_3 primarnog raspadanja „*DCI*“

Primarno raspadanje „*DCI*“							Sekundarno raspadanje „*WAVE*“	
C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_1	C_2
1	20	3; 30; 60	0,45	0,27	0,98	0,9	0,61	15



Slika 3.12 Prikaz utjecaja koeficijenta C_3 unutar *DCI* modela na dubinu penetracije

Sa slike 3.12 vidljivo je kako se razlike javljaju nakon 2 ms, gdje se povećava dubina penetracije za porast vrijednosti koeficijenta (C_3=30 i C_3=60) te se time potkrjepljuje prethodno navedena tvrdnja. U tom se porastu krivulje penetracije za ranije navedene iznose koeficijenta preklapaju, isto kao i na samome početku ubrizgavanja, gdje se javljaju znatne oscilacije. Zbog istih se oscilacija za konačnu vrijednost koeficijenta C_3 primarnog raspadanja uzima 3.

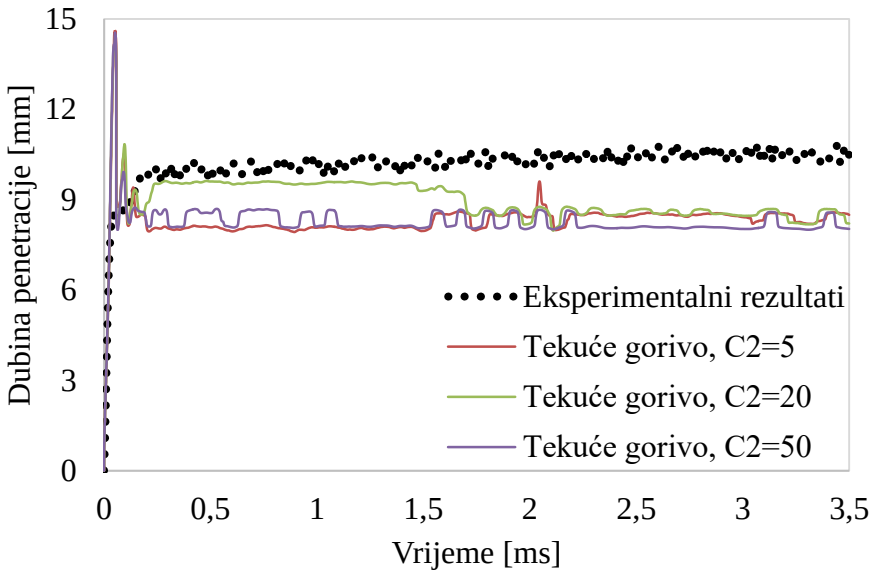
3.3.1.3. Utjecaj koeficijenta primarnog raspada C_2 na stvaranje spreja

U tablici 3.7 prikazana je, uz iznose preostalih koeficijenata koji su se pojavili u simulaciji, varijacija iznosa koeficijenta primarnog raspadanja C_2.

Tablica 3.7 Variranje koeficijenta C_2 primarnog raspadanja „*DCI*“

Primarno raspadanje „*DCI*“							Sekundarno raspadanje „*WAVE*“	
C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_1	C_2
1	5; 20; 50	3	0,45	0,27	0,98	0,9	0,61	15

Koeficijent za modeliranje primarnog raspadanja C_2 utječe na dužinu turbulentnog raspadanja, kako je prikazano u formuli (17), iz čega se može naslutiti kako s porastom istog dolazi do stvaranja kapljica većeg promjera, a samim time i do većeg inteziteta primarnog raspadanja. Kao posljedica većeg inteziteta primarnog raspadanja javlja se i manja dubina penetracije goriva. Na slici 3.13 može se vidjeti utjecaj koeficijenta C_2 na penetraciju tekućeg goriva.



Slika 3.13 Prikaz utjecaja koeficijenta C_2 unutar *DCI* modela na dubinu penetracije

Na temelju prikazanog sa slike 3.13 za vrijednost koeficijenta primarnog raspadanja C_2 odabrat će se 20, što je ujedno i preporučena vrijednost. Za odabranu se vrijednost ne javljaju na početku simulacije ne javljaju se oscilacije te je do 1,5 ms krivulja penetracije znatno bliža eksperimentalnim rezultatima.

3.3.2. Sekundarno raspadanje „WAVE“

Za računanje sekundarnog raspadanja u ovome radu koristit će se *WAVE* model (u svim simulacijama), implementiran unutar programskog paketa FIRE®.

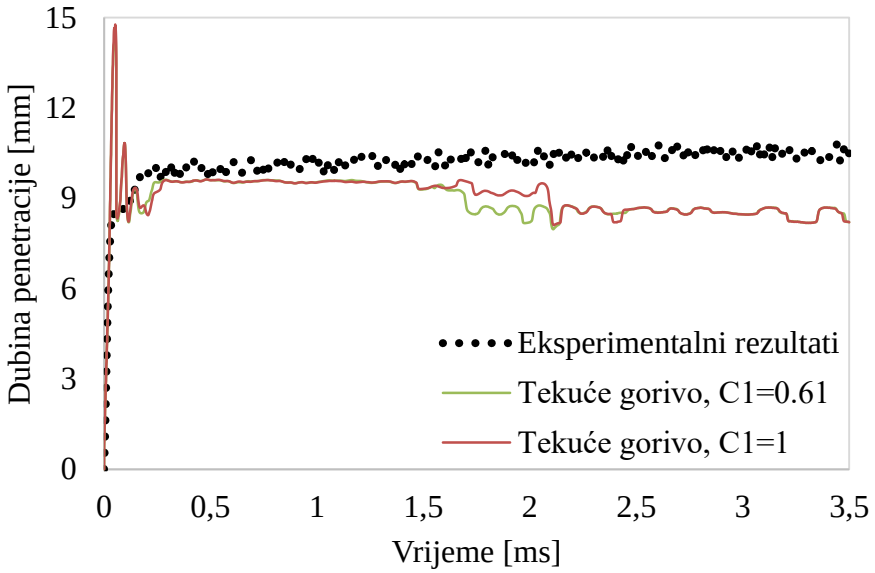
3.3.2.1. Utjecaj koeficijenta sekundarnog raspada C_1 na stvaranje spreja

U Tablica 3.8 prikazan je set koeficijenata na temelju kojih je pokrenuta simulacija.

Tablica 3.8 Variranje koeficijenta C_1 sekundarnog raspadanja „*WAVE*“

Primarno raspadanje „*DCI*“							Sekundarno raspadanje „*WAVE*“	
C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_1	C_2
1	20	3	0,45	0,27	0,98	0,9	0,61; 1	15

Pretpostavka odabranog matematičkog modela sekundarnog raspadanja je kako na novonastalim kapljicama dolazi do stvaranja rastućih površinskih valova, definiranih određenom valnom duljinom. Promjer novonastale kapljice, uzrokovane nestabilnostima površinskih valova, uvijek će biti manji ili jednak valnoj duljini najbrže rastućeg vala na površini matične kapljice, prema formuli (31), iz čega se može zaključiti kako koeficijent C_1 ne može poprimiti vrijednost veću od 1. U literaturi, točnije priručnicima *AVL*-a [17][21], za preporučenu vrijednost koeficijenta C_1 pri visokotlačnom ubrizgavanju goriva dat je iznos od 0,61 te je isto tako rečeno kako je raznim simulacijama spreja dokazano kako veće vrijednosti istog koeficijenta daju bolje rezultate. U ovome se je radu došlo do zaključka kako nema prevelike razlike u rezultatima, odnosno male su razlike između rezultata dobivenih različitim vrijednostima koeficijenta C_1, što se može uočiti na slici 3.14. Preciznije, u vremenskom trenutku između 1,5 ms i 2 ms postoje male razlike u dubini penetracije te na samom početku ubrizgavanja, gdje dolazi do znatnih oscilacija penetracije za vrijednost koeficijenta C_1=1. Upravo se zbog tih početnih oscilacija za konačnu vrijednost koeficijenta C_1 sekundarnog raspadanja uzima 0,61.



Slika 3.14 Prikaz utjecaja koeficijenta C_1 unutar *WAVE* modela na dubinu penetracije

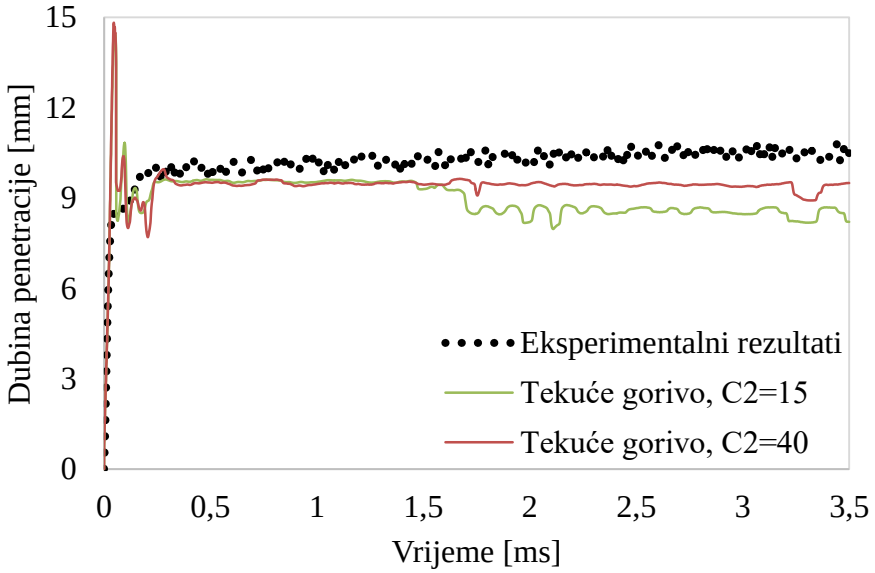
3.3.2.2. Utjecaj koeficijenta sekundarnog raspada C_2 na stvaranje spreja

Tablica 3.9 prikazuje set koeficijenata koji su korišteni prilikom pokretanja simulacije.

Tablica 3.9 Variranje koeficijenta C_2 sekundarnog raspadanja „*WAVE*“

Primarno raspadanje „*DCI*“							Sekundarno raspadanje „*WAVE*“	
C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_1	C_2
1	20	3	0,45	0,27	0,98	0,9	0,61	15; 40

Kako je već spomenuto u potpoglavlju 2.2.1, koeficijent C_2 ovisi o vrsti sapnice i nužno je držati ga konstantnim za sve simulacije, što je u ovome radu i učinjeno, zbog pretpostavke da se uvijek koristi jedan (isti) tip sapnice. Koeficijent sekundarnog raspadanja C_2 utječe na karakteristično vrijeme raspadanja. Pri nižim vrijednostima istog omogućen je intenzivniji raspad, a samim time je i smanjena dubina penetracije, dok se pri višim vrijednostima koeficijenta smanjuje intenzivnost raspada i tako povećava dubina penetracije tekućeg mlaza goriva.

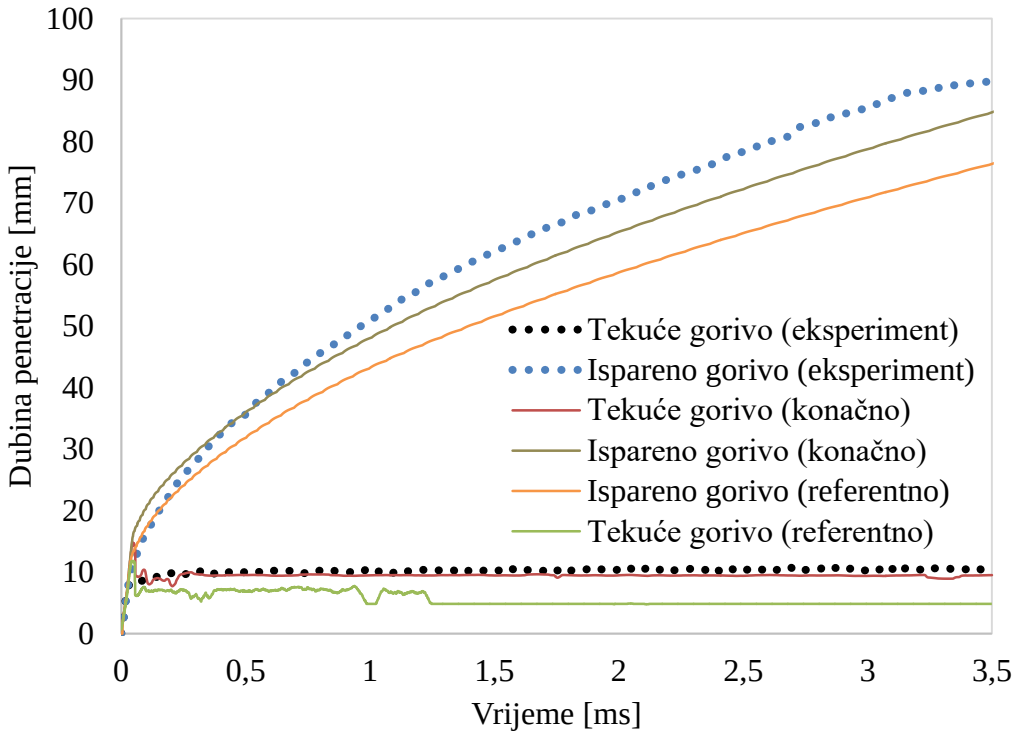


Slika 3.15 Prikaz utjecaja koeficijenta C_2 unutar *WAVE* modela na dubinu penetracije

Na slici 3.15 može se uočiti porast penetracije tekućeg goriva s povećanjem vrijednosti koeficijenta C_2, kako je i teoretski pretpostavljeno. Za iznos vrijednosti koeficijenta sekundarnog raspadanja C_2 uzeta je vrijednost 40 zato što daje rezultate bliže eksperimentalnim mjerenjima te je ista i primijenjena kod najbolje kombinacije koeficijenata.

3.4. Usporedba eksperimentalnih rezultata s rezultatima dobivenih odabranim i referentnim setom koeficijenata modela raspada goriva

Na slici 3.16 prikazani su rezultati penetracije tekućeg i isparenog goriva za set koeficijenata prije i poslije parametrizacije. Rezultati penetracije dobiveni s dva navedena seta koeficijenata uspoređeni su s rezultatima dobivenim eksperimentalnim mjerenjima zato što se unutar ovog rada analizira utjecaj koeficijenata modela raspadanja goriva na proces stvaranja spreja. Sa slike 3.16 moguće je zamijetiti kako su rezultati dobiveni parametriziranim setom koeficijenata (Slika 3.16, konačno) bliži eksperimentalnim rezultatima nego rezultati dobiveni setom koeficijenata prije parametrizacije, što bi značilo kako je moguće utjecati na proces stvaranja spreja variranjem različitim vrijednostima koeficijenata modela raspadanja goriva.



Slika 3.16 Usporedba rezultata prije i poslije parametrizacije s eksperimentalnim rezultatima

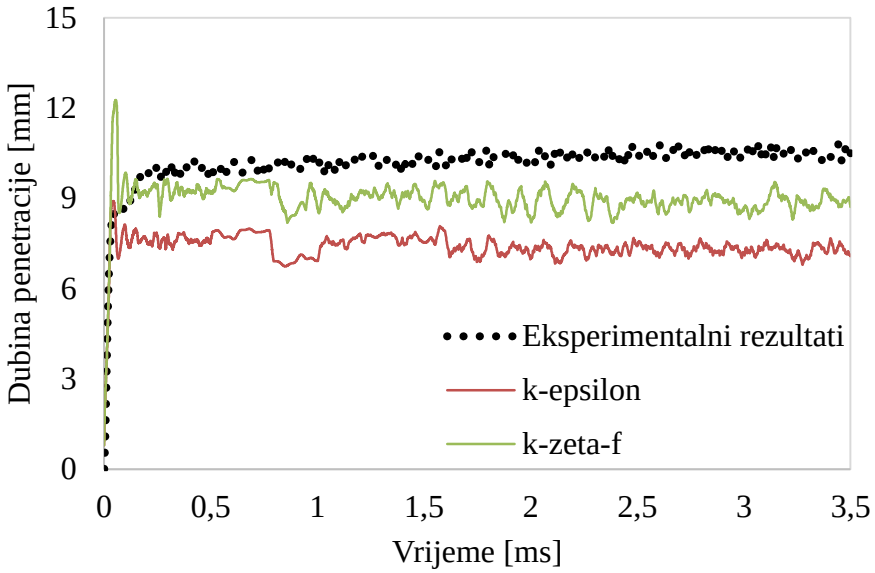
3.5. Utjecaj modela turbulencije na rezultate simulacije

Unutar rada se također izvršila i analiza utjecaja modela turbulencije, preko koje se htjelo utvrditi s kojim se modelom turbulencije dobiju bolji rezultati simulacije, odnosno koji su rezultati simulacije bliži eksperimentalnim. Prije svega, pogrubilo se mrežu od 11375 kontrolnih volumena, koja je korištena u radu, te novoizrađena mreža sadrži 8455 kontrolnih volumena. Nova mreža rezultira stabilnijom simulacijom zbog povećanja dimenzije kontrolnih volumena u samoj blizini sapnice. Kod ove je mreže primijenjen isti vremenski korak (Tablica 3.2), kao i kod prethodnih. Također, izabran je novi set koeficijenata modela raspadanja goriva, preporučen od strane mentora, prikazan u sljedećoj tablici:

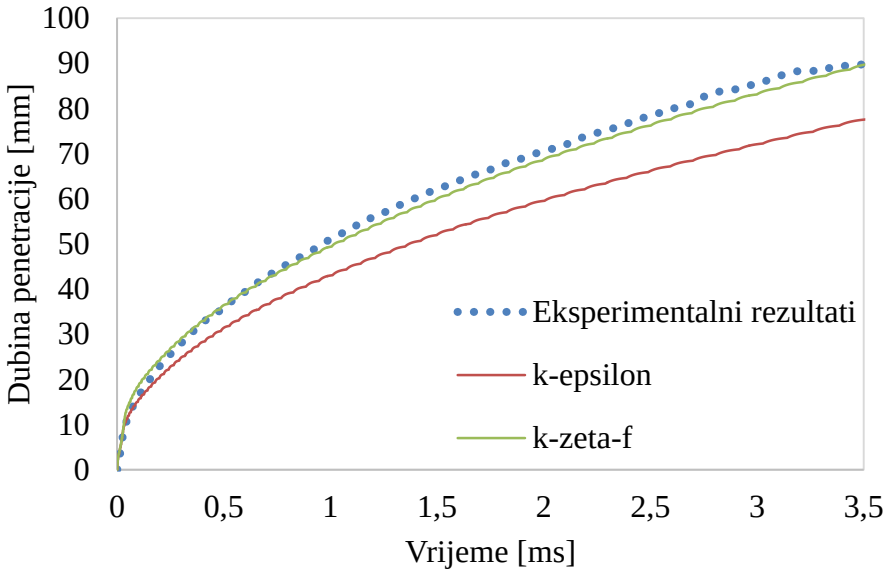
Tablica 3.10 Set koeficijenata za usporedbu modela turbulencije

Primarno raspadanje „*DCI*“							Sekundarno raspadanje „*WAVE*“	
C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_1	C_2
1	5	3	0,45	0,27	0,98	0,9	0,61	1

U nastavku rada prikazani su rezultati penetracije tekućeg i isparenog goriva. Za snimanje penetracija korišteni su limitatori vrijednosti (eng. *Limiter values)* te su definirana tri limitatora. Rezultati penetracije tekućeg i isparenoga goriva prikazani za vrijednosti limitatora 0.01.

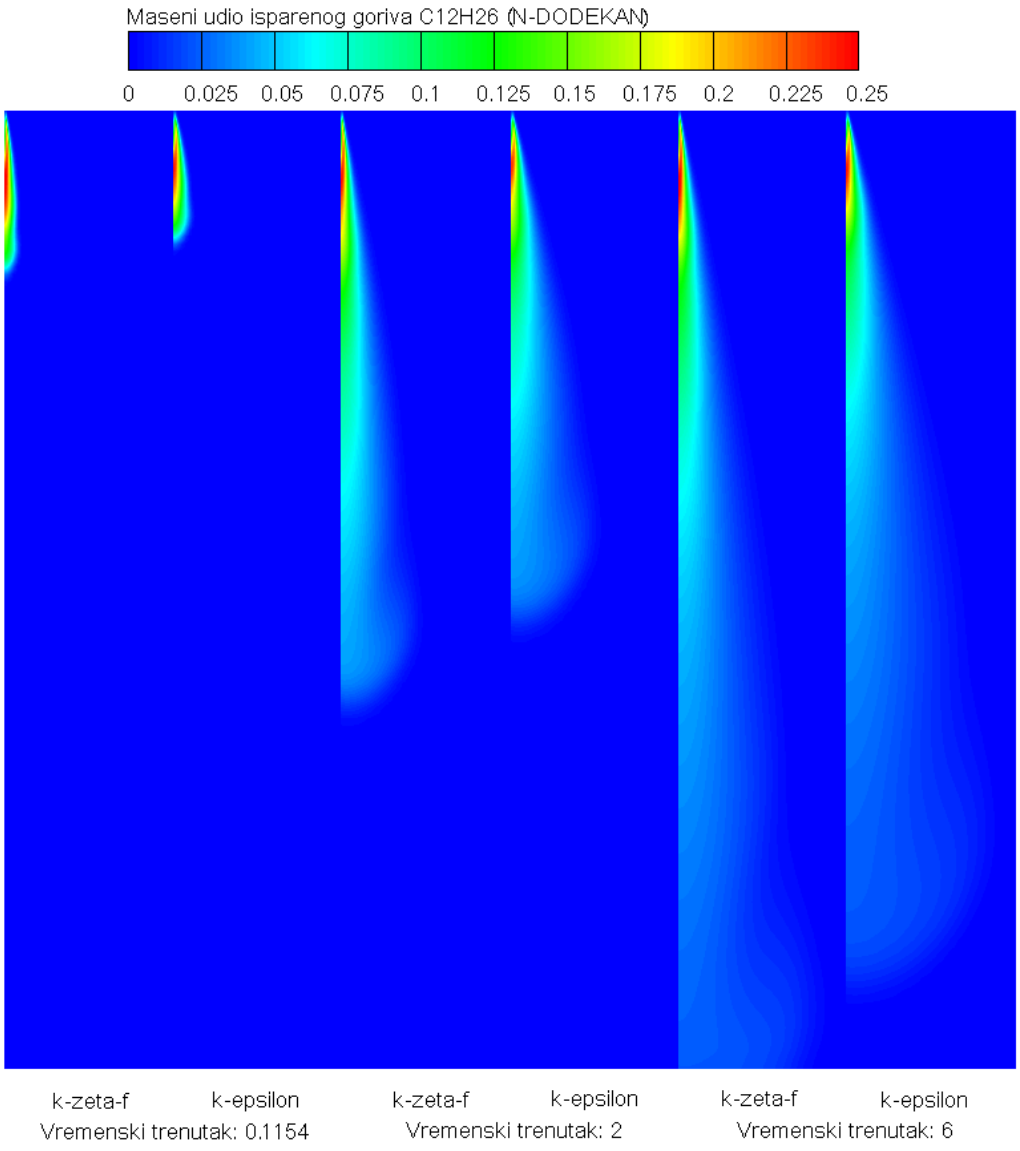


Slika 3.17 Usporedni prikaz penetracije isparenog goriva za različite modele turbulencije



Slika 3.18 Usporedni prikaz penetracije isparenog goriva za različite modele turbulencije

Rezultati simulacije za penetraciju tekućeg goriva dobiveni korištenjem k-ε modela turbulencije znatno više odstupaju od eksperimentalnih vrijednosti nego rezultati dobiveni uz korištenje k-ζ-f modela turbulencije. Također, isto je uočeno i za penetraciju tekućeg goriva (Slika 3.18). Sljedeća slika prikazuje raspodjelu masenog udjela isparenog goriva (n-dodekan, klasa 1) za tri različita vremenska trenutka. Vremenski trenutci na slici 3.18 prikazani su u milisekundama (ms).



Slika 3.19 Udio isparenog goriva za tri različita vremenska trenutka

Na slici 3.19 također je moguće zamijetiti utjecaj modela turbulencije na penetraciju isparenog goriva, gdje korištenje k-ζ-f rezultira izraženijom penetracijom goriva u računalnu domenu.

4. ZAKLJUČAK

U ovome radu izvršene su numeričke simulacije procesa spreja prilikom visokotlačnog ubrizgavanja goriva u cilindar. Validacija rezultata dobivenih numeričkom simulacijom potvrđena je uspoređivanjem izračunatih i eksperimentalnih rezultata. Također, ispitivan je utjecaj koeficijenata modela primarnog i sekundarnog raspada tekućeg goriva i kapljica te njihov utjecaj na penetraciju tekućeg i isparenog goriva.

Na početku rada izvršeno je ispitivanje utjecaja računalne mreže na rezultate simulacije. Korištene su tri različite mreže te su sve simulacije parametrizacije izvršene na računalnoj mreži od otprilike 11000 kontrolnih volumena. Za stabilne simulacije nužno je bilo postaviti odgovarajući vremenski korak uzimajući u obzir *Courant*-ov broj.

Unutar rada ispitivan je i utjecaj modela turbulencije na penetraciju tekućeg i isparenog goriva. Rezultati dobiveni k-ζ-f modelom turbulencije bolje se podudaraju se eksperimentalnim rezultatima za penetraciju tekućeg i isparenog goriva nego rezultati dobiveni k-ε modelom turbulencije.

Mijenjanjem pojedinih vrijednosti koeficijenata modela raspadanja goriva izvršila se analiza utjecaja istih na dubinu penetracije goriva. Nakon što se izvršila parametrizacija seta koeficijenata napravljena je usporedba sa setom referentnih vrijednosti prije parametrizacije. Time je prikazan utjecaj koeficijenata modela raspadanja goriva te se na temelju usporedbe može utvrditi kako je proces spreja bolje opisan novim setom koeficijenata.

LITERATURA

[1] Duilo, I: Diplomski rad, Analiza nastajanja tekućine filma na stjenci pri niskotlačnom ubrizgavanju fluida u obliku spreja, Zagreb, 2011.

[2] Petranović, Z.: Diplomski rad, Računalna simulacija visokotlačnog ubrizgavanja tekućeg goriva, Zagreb, 2012.

[3] Vujanović, M.: Doctoral thesis, Numerical Modelling of Multiphase Flow in Combustion of Liquid Fuel, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, University of Zagreb, Zagreb, 2010.

[4] Duić, N.: Prilog Matematičkom Modeliranju Izgaranja Plinovitog Goriva u Ložištu Generatora Pare, Doktorska disertacija, Zagreb, 1998.

[5] Mahalec, I., Lulić, Z., Kozarac, D.: Motori s unutarnjim izgaranjem, Udžbenik Fakulteta strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, 2010.

[6] http://www.veleri.hr/files/datoteke/nastavni_materijali/k_promet_3_cest/Cest_Voz_strucni_8_Dizel_2_0.pdf

[7] Abramzon B., Sirignano W.A.: Droplet Vaporization Model for Spray Combustion Calculations, 1989.

[8] Bianchi G.M., Pelloni P.: Modeling the Diesel Fuel Spray Break-up by Using a Hybrid Model, 1999.

[9] https://www.fsb.unizg.hr/hydro/pdf/Nastavni_materijali/MFII_Predavanja.pdf

[10] http://www.kruss.de/services/education-theory/glossary/weber-number/

[11] http://www.stevenabbott.co.uk/Ohnesorge/index.html

[12] Kadocsa, A.: Ph. D. Thesis, Modeling of Spray Formation in Diesel Engines, Budapest, 2007.

[13] Merci B., Roekaerts D.: Experiments and Numerical Simulations of Diluted Spray Turbulent Combustion, Volume 17, London, 2007.

[14] Reitz R. D.; Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays, Atomization and Spray Technology, Vol.3, 1987.

[15] Foschio, D.: Diplomski rad, Utjecaj modela turbulencije na rezultate numeričke simulacije izgaranja ugljene prašine, Zagreb, 2012.

[16] Pilch, M., Erdmann, C. A.:Use of breakup time data and velocity history data to predict the maximum size of stable fragments; *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 13, Nr.6, pp. 741-757, 1987.

[17] AVL LIST. FIRE™, CFD Solver v8.4 – Spray, Vol. 2, AVL Graz, 2005.

[18] Reitz R. D.: Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays, Atomization and Spray Technology, 1987.

[19] https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent13/help/flu_th/flu_th_sec_tab_model.html

[20] http://my.fit.edu/itresources/manuals/fluent/html/th/node275.html

[21] AVL LIST. FIRE™, CFD Solver v2011 – Eulerian Multiphase, AVL Graz, 2011.

[22] Faeth G.M.: Mixing, transport and combustion in sprays, Progress in Energy and Combustion Science., 13, 1987.

[23] Chiu H. H.: Advances and challenges in droplet and spray combustion, I. Toward a unified theory of droplet aerothermochemistry, Progress in Energy and Combustion Science 26, 2000.

[24] Pickett L. European Combustion Network 2014. http://www.sandia.gov/ecn/index.php

[25] Fuel/Engine Interactions n.d. http://books.sae.org/r-409/ (accessed April 28, 2015).

[26] http://www.sandia.gov/ecn/cvdata/dsearch/frameset.php

[27] Peyret, R., Taylor, D.T.: Computational methods for fluid flow, Springer-Verlag, New York, 1983.

[28] Hanjalic, K., Popovac, M., Hadziabdic, M.: A robust near-wall elliptic relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD

[29] Arthur, J.A., Reactions beetwen Carbon and Oxygen. Trans. Faraday Soc., 47 (1951), pp 164-178

PRILOZI

I. CD-R disc