

# Procjena turbulentne brzine širenja plamena iz izmjenog toka tlaka u cilindru Ottovog motora

---

**Jakoubek, Mateo**

**Undergraduate thesis / Završni rad**

**2017**

*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:235:894224>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-10-14**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Mateo Jakoubek**

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

**PROCJENA TURBULENTNE BRZINE  
ŠIRENJA PLAMENA IZ IZMJERENOG TOKA  
TLAKA U CILINDRU OTTOVOG MOTORA**

Mentor:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Student:

Mateo Jakoubek

Zagreb, 2017.

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

Zahvaljujem se mentoru doc. dr.sc. Momiru Sjeriću na strpljenju, pruženoj pomoći i savjetima pri izradi ovoga završnog rada.

Zahvaljujem se svojoj obitelji, posebice roditeljima, na odricanju te na svakoj riječi utjehe i motivacije.

Nadalje, zahvaljujem se svojoj dragoj Kristini koja je bila sa mnom u najtežim trenucima tijekom studija dajući mi potporu i ohrabrenje.

Mateo Jakoubek



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, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

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

## ZAVRŠNI ZADATAK

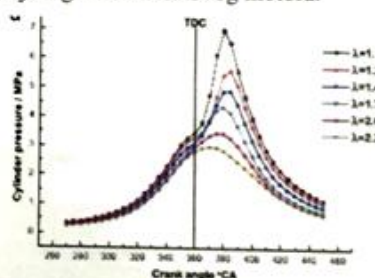
Student: **Mateo Jakoubek** Mat. br.: 0035197885

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Procjena turbulentne brzine širenja plamena iz izmjenog toka tlaka u cilindru Ottovog motora**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Estimation of the Turbulent Flame Speed from the Analysis of Measured In-Cylinder Pressure Profile of Spark Ignition Engine**

Opis zadatka:

U svrhu numeričkog modeliranja procesa izgaranja u eksperimentalnom Ottovom motoru potrebno je na osnovu izmjenog toka tlaka za svaku pojedinu radnu točku motora provesti procjenu turbulentne brzine širenja plamena kroz prostor izgaranja. Procijenjena razina turbulentne brzine širenja plamena za različite brzine vrtnje motora može dati indicaciju o razini turbulentne kinetičke energije u cilindru motora, a što se kasnije može koristiti za kalibraciju konstanti simulacijskog modela Ottovog motora.



U sklopu završnog rada potrebno je:

- Prikupiti postojeće eksperimentalne rezultate koji će se koristiti kao ulazni podaci.
- Opisati proračun brzine izgaranja i oslobađanja topline iz toka izmjenog tlaka u cilindru motora.
- Razraditi model procjene turbulentne brzine širenja plamena.
- Usporediti i analizirati profile procijenjene turbulentne brzine širenja plamena za različite radne točke motora (promjena brzine vrtnje motora).
- Izraditi izračun za procjenu razine turbulentne pulzacije brzine ( $u'$ ) iz profila turbulentne brzine širenja plamena za razmatrane radne točke motora te iznesti zaključke.

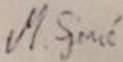
Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu završnoga rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:  
30. studenog 2016.

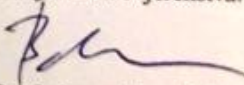
Rok predaje rada:  
1. rok: 24. veljače 2017.  
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.  
3. rok: 22. rujna 2017.

Predviđeni datumi obrane:  
1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.  
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.  
3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

Zadatak zadao:

  
Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Predsjednik Povjerenstva:

  
Prof. dr. sc. Igor Balen

**SADRŽAJ**

SADRŽAJ .....	II
POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS OZNAKA .....	V
KRATICE.....	VI
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY .....	VIII
1. UVOD.....	1
1.1. Motivacija .....	2
1.2. Cilj rada.....	2
2. EKSPERIMENTALNI POSTAV .....	3
3. IZRAČUN SLOBODNIH PLOHA PLAMENA I IZGORJELOG VOLUMENA .....	6
4. BRZINA OSLOBAĐANJA TOPLINE.....	10
5. PROCJENA TURBULENTNE BRZINE ŠIRENJA PLAMENA .....	14
5.1. Tijek proračuna u MATLAB-u .....	17
6. UTJECAJ PROMJENE BRZINE VRTNJE NA TURBULENTNU BRZINU ŠIRENJA PLAMENA .....	20
7. PROCJENA TURBULENTNE PULZACIJE BRZINE.....	21
8. PROCJENA TURBULENTNE KINETIČKE ENERGIJE .....	25
9. PRIMJER KALIBRACIJE SIMULACIJSKOG MODELA .....	28
10. ZAKLJUČAK.....	30
LITERATURA.....	31
PRILOZI.....	33

## POPIS SLIKA

Slika 1.	Eksperimentalni postav u Laboratoriju za motore i vozila Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu .....	3
Slika 2.	Originalni motor Hatz 1D81 [12] .....	3
Slika 3.	Shematski prikaz eksperimentalnog postava [13] .....	5
Slika 4.	Kontrolni sustav motora .....	5
Slika 5.	Princip diskretizacije kugline površine s različitim stupnjevima ikosaedara i projekcija zraka (koje prolaze vrhovima trokuta) na stijenke cilindra [8] .....	6
Slika 6.	Površina trokutnog elementa (a) i volumen tetraedra (b) kojeg zatvaraju vrhovi trokuta i ishodište ( $F_c$ ) .....	7
Slika 7.	3-D CAD model prostora izgaranja razmatranog motora i projekcije točaka tetraedara na stijenke prostora izgaranja (prikaz odgovara poziciji klipa u GMT). 8	8
Slika 8.	Usporedba geometrije prostora izgaranja za poziciju klipa u GMT (lijevo) i DMT (desno) .....	8
Slika 9.	Profil površine slobodne plohe plamena .....	9
Slika 10.	Profil volumena izgorjele zone .....	9
Slika 11.	Srednji tlak u cilindru .....	10
Slika 12.	Shematski prikaz očuvanja energije otvorenog sustava u cilindru [2] .....	11
Slika 13.	Profili brzina oslobađanja topline za različite radne točke eksperimentalnog motora .....	13
Slika 14.	Karakteristične faze izgaranja u Ottovom motoru (IP – početak izgaranja, IK – kraj izgaranja) [1] .....	14
Slika 15.	Primjer profil gustoće izgorjele i neizgorjele zone te ukupne vrijednosti iz simulacije provedene programom AVL BOOST .....	15
Slika 16.	Omjer ukupne gustoće i gustoće neizgorjele zone .....	16
Slika 17.	Dijagram toka za procjenu turbulentne brzine plamena, pulzacije turbulentne brzine i turbulentne kinetičke energije .....	17
Slika 18.	Izgorjela masa za različite radne točke u ovisnosti o relativnom kutu zakreta KV .....	18
Slika 19.	Turbulentna brzina fronte plamena za pojedine radne točke .....	20
Slika 20.	Usporedba eksperimentalnih podataka i odnosa $S_T/S_L$ prema [4] .....	22
Slika 21.	Laminarna brzina za različite radne točke .....	23
Slika 22.	Turbulentna pulzacija brzine za različite radne točke .....	24
Slika 23.	Promjena integralne duljine vrtloga u ovisnosti o zakretu KV .....	25
Slika 24.	Kvalitativni prikaz turbulentne kinetičke energije ukupnog iznosa i izgorjele zone[1] .....	26
Slika 25.	Procijenjena razina turbulentne kinetičke energije u fronti plamena za razmatrane radne točke .....	27

## POPIS TABLICA

Tablica 1. Performanse originalnog motora .....	4
Tablica 2. Geometrijske značajke motora u Laboratoriju za motore i vozila .....	4
Tablica 3. Radne točke: eksperimentalni podaci .....	10



## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
<b><u>Latinične oznake</u></b>		
$A_L$	$m^2$	Površina laminarne fronte plamena
$A_T$	$m^2$	Površina turbulentne (naborane) fronte plamena
$c_p$	$J/(kg\ K)$	Specifični toplinski koeficijent pri konstantnom tlaku
$c_v$	$J/(kg\ K)$	Specifični toplinski koeficijent pri konstantnom volumenu
$D$	$m$	Promjer cilindra
$H$	$m$	Hod klipa
$h$	-	Relativni hod klipa
$h_c$	$W/(m^2\ K)$	Koeficijent prijenosa topline
$k$	$m^2/s^2$	Specifična turbulentna kinetička energija
$L_I$	$m$	Integralna duljina turbulentnog vrtloga
$m$	$kg$	Masa
$n$	$min^{-1}$	Brzina vrtnje motora
$p$	$Pa$	Tlak
$r_f$	$m$	Srednji radijus fronte plamena
$R_i$	$J/(kg\ K)$	Specifična plinska konstanta
$S_L$	$m/s$	Laminarna brzina fronte plamena
$S_T$	$m/s$	Turbulentna brzina fronte plamena
$T$	$K$	Temperatura
$u'$	$m/s$	Turbulentna pulzacija brzine
$\bar{u}_p$	$m/s$	Srednja brzina klipa

### **Grčki simboli**

$\alpha$	$^\circ$	Kut koljenastog vratila
$\varepsilon$	$m^2/s^3$	Specifična disipacija turbulentne kinetičke energije
$\mu$	$Pa\ s$	Dinamička viskoznost
$\rho$	$kg/m^3$	Gustoća
$\nu$	$m^2/s$	Kinematička viskoznost
$\omega$	$^\circ/s$	Kutna brzina

**KRATICE**

CNROHR	Ukupna oslobođena toplina (eng. <i>Cumulative net rate of heat release</i> )
IMEP	Srednji indicirani tlak (eng. <i>Indicated mean effective pressure</i> )
KV	Koljenasto vratilo
ROHR	Brzina oslobađanja topline (eng. <i>Rate of heat release</i> )
TKE	Turbulentna kinetička energija
0-D	Bezdimenzijski

## SAŽETAK

U ovom završnom radu razrađen je model procjene turbulentne brzine širenja plamena u svrhu numeričkog modeliranja procesa izgaranja u Ottovim motorima. Opisan je proračun oslobađanja topline iz izmjerenog toka tlaka u cilindru motora te prikazan izračun turbulentne brzine širenja plamena i turbulentne kinetičke energije koja zadovoljava razmatranu brzinu oslobađanja topline. Na osnovu procijenjenih vrijednosti turbulentne kinetičke energije pri različitim brzinama vrtnje motora moguće je provesti kalibraciju konstanti modela turbulencije potrebnog za proračun izgaranja primjenom kvazidimenzijjskih modela izgaranja u Ottovim motorima.

U analizi je razmatran bezdimenzijski (0-D) pristup u kombinaciji s kvazidimenzijjskim modelom izgaranja. Bezdimenzijski model naziva se još i termodinamički model jer se baziraj na 1. glavnom stavku termodinamike i zakonu očuvanja mase. Kvazidimenzijjski modeli upotrebljuju se u sve većoj mjeri budući da koriste termodinamički (0-D) pristup, ali se u proračunu brzine izgaranja u obzir uzima geometrija prostora izgaranja.

U Laboratoriju za motore i vozila provedena su eksperimentalna mjerenja na motoru Hatz 1D81 za nekoliko radnih točaka pri punom opterećenju i različitim brzinama vrtnje motora. Kemijska energija dobivena je iz benzina, a trenutak paljenja električnom iskrom na svakoj brzini vrtnje motora određen je tako da se ostvari povoljan tijek izgaranja bez pojave detonantnog izgaranja. Za svaku radnu točku snimljeni su uzastopni profili tlaka u cilindru motora za 300 radnih ciklusa te su rezultati tlaka osrednjeni kako bi se pomoću tih iznosa izračunala brzina oslobađanja topline. Prije izračuna brzine širenja plamena i turbulentne kinetičke energije napravljen je izračun laminarnih ploha plamena i izgorjelog volumena u kojem je korišten 3-D CAD model prostora izgaranja za razmatrani motor. Nakon toga, model procjene turbulentne brzine plamena razrađen je u programskom paketu MATLAB. Na kraju rada prikazani su rezultati simulacije provedene u programskom paketu AVL BOOST kako bi se usporedile procijenjene i izračunate vrijednosti turbulentne kinetičke energije.

Ključne riječi: Ottov motor, turbulentna brzina plamena, turbulentna pulzacija brzine

## SUMMARY

In this thesis, turbulent flame speed was estimated from measured in-cylinder pressure profile with the aim to numerically model the combustion process in Spark-ignition engines. The rate of heat release was calculated from the measured pressure profile in the engine cylinder. Furthermore, the turbulent flame speed and the turbulent kinetic energy that satisfies the considered rate of heat release were presented. Based on the estimated values of turbulent kinetic energy at different engine speeds, it is possible to calibrate the turbulence model constants required for combustion calculation using quasi-dimensional combustion models in the SI engine.

In the analysis, a non-dimensional (0-D) approach was considered in combination with the quasideimensional combustion model. The non-dimensional models are also called thermodynamic models because they are based on the first law of thermodynamics and law of mass conservation. The quasi-dimensional models are increasingly used since they use a thermodynamic (0-D) approach, but combustion geometry is considered in the ROHR calculation.

Experimental measurements were carried out at the Laboratory for engines and vehicles on the Hatz 1D81 for several operating points at full load and different engine speeds. Chemical energy was obtained from gasoline while the ignition at each engine speed was determined so as to achieve combustion process without the detonation. For each working point, in-cylinder pressure profiles for 300 cycles have been recorded and the pressure results were averaged in order to calculate the rate of heat release. Before calculating the flame speed and the turbulent kinetic energy, a calculation of the free flame surface area and the burned volume had been made using the 3-D CAD model of combustion chamber of experimental engine. Thereafter, turbulent speed estimation model was elaborated in the MATLAB software package. Lastly, the results of the simulation carried out in the AVL BOOST program package were presented in order to compare the estimated and calculated values of turbulent kinetic energy.

Keywords: Spark-ignition engine, turbulent flame speed, turbulent pulsation velocity

## 1. UVOD

Motori s unutarnjim izgaranjem imaju veliku primjenu u svim granama industrije. Svakodnevnica prosječnog čovjeka nezamisliva je bez prijevoznog sredstva te ostalih uređaja pogonjenih motorom s unutarnjim izgaranjem. Velika upotreba i određeni zakoni uzrokuju neprestano napredovanje i usavršavanje u automobilske industriji.

Eksperimentalna mjerenja u svrhu unaprjeđenja nekog sustava zahtijevaju preciznost i dosljednost izmjerenih podataka, a to iziskuje kompleksnost mjernog sustava. Unatoč razvijenoj tehnologiji 21. stoljeća, za takve mjerne sustave potrebno je izdvojiti velike količine novca stoga se proračunom i simulacijama pokušava doći do podataka približnih eksperimentalnima.

Proračuni korišteni u ovome radu temelje se na bezdimenzijskom (0-D) pristupu. Na otvoreni sustav cilindra primjenjuje se prvi glavni stavak termodinamike što znači da se ne provodi prostorna diskretizacija te se takav model još naziva i termodinamički model. U sklopu 0-D modela, opisan je model koji se naziva kvazidimenzijski model izgaranja sa svrhom računanja brzine izgaranja koja sadrži utjecaj geometrije prostora izgaranja. Kvazidimenzijski model također je opisan termodinamičkim zakonima. Primjer simulacija izgaranja proveden je u programskom paketu AVL BOOST.

Bezdimenzijski model može se podijeliti u dvije skupine: jednozonski i dvozonski. Jednozonski model objedinjuje prostor u cilindru pri čemu su temperatura i tlak jednaki u cijeloj smjesi unutar cilindra. Dvozonski model dijeli prostor u cilindru na dvije zone: izgorjelu i neizgorjelu zonu. Za tako podijeljene zone mogu se primijeniti termodinamički zakoni, uzimajući u obzir da su temperatura i tlak različiti za pojedinu zonu te da svaka zona zauzima određeni dio volumena cilindra.

## 1.1. Motivacija

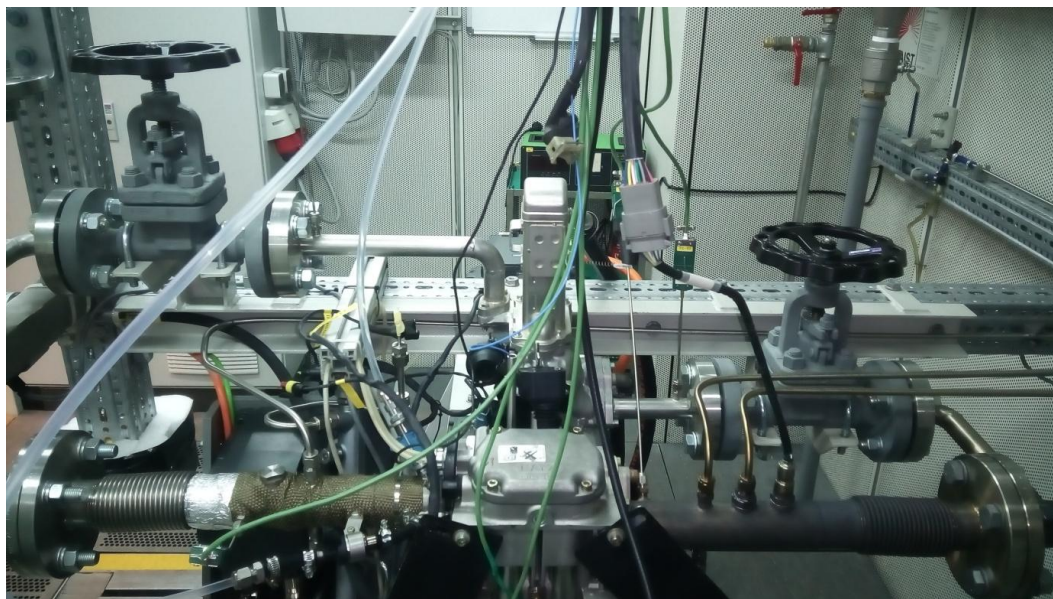
Vrijednosti određenih veličina dobivenih simulacijskim modelom razlikuju se od vrijednosti dobivenih eksperimentalnim putem pa ih je potrebno približiti što točnijim, stvarnim iznosima kako bi se mogli donijeti valjani zaključci, a to se ostvaruje pomoću kalibracije konstanti simulacijskog modela. Motivacija proizlazi iz potrebe za točnijom kalibracijom konstanti da razlika između eksperimentalnih i simulacijskih vrijednosti bude minimalna.

## 1.2. Cilj rada

Cilj ovog završnog rada bio je prikazati razinu turbulentne brzine širenja plamena i turbulentne kinetičke energije u cilindru motora da bi se mogle kalibrirati konstante simulacijskog modela Ottovog motora. Turbulentna kinetička energija računa se pomoću turbulentne brzine širenja plamena koja se procjenjuje iz toka tlaka tijekom radnog ciklusa. Pošto je moguće relativno jednostavnim mjernim uređajem izmjeriti tok tlaka u cilindru motora, ovakav postupak ne postavlja zahtjev za dodatnim mjernim uređajima eksperimentalnog postava.

## 2. EKSPERIMENTALNI POSTAV

Sva mjerenja u ovome radu provedena su na eksperimentalnom motoru u Laboratoriju za motore i vozila u sklopu Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu koji je prikazan na Slici 1.:



**Slika 1. Eksperimentalni postav u Laboratoriju za motore i vozila Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu**

Motor naziva Hatz 1D81 proizveden je za Dieslov način rada, no u Laboratoriju je prenamijenjen kako bi radio u Ottovom režimu rada. Kompresijski omjer smanjen je za oko 40% [11] kako ne bi došlo do detonantnog izgaranja. Četverotaktni, jednocilindrični, zrakom hlađeni motor prikazuje Slika 2.:



**Slika 2. Originalni motor Hatz 1D81 [12]**

Osnovne performanse motora dane su u Tablici 1. prema [12]:

**Tablica 1. Performanse originalnog motora**

Maksimalna snaga	10,3 kW pri 3000 min <sup>-1</sup>
Maksimalni efektivni moment	36,3 Nm pri 2000 min <sup>-1</sup>
Brzina vrtnje u praznom hodu	800 min <sup>-1</sup>
Kompresijski omjer	20,5

Tablica 2. prikazuje osnovne geometrijske značajke modificiranog motora Hatz 1D81 [11]:

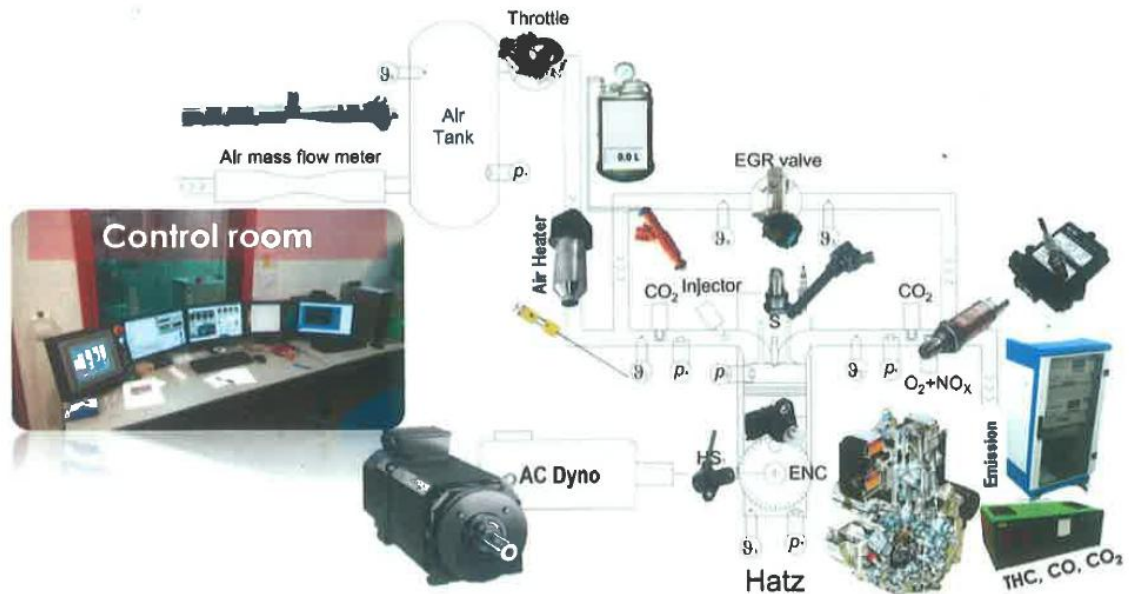
**Tablica 2. Geometrijske značajke motora u Laboratoriju za motore i vozila**

Geometrijska značajka	Simbol	Iznos	Mjerna jedinica
Promjer klipa	$D$	100	mm
Hod klipa	$H$	85	mm
Broj cilindara	$Z$	1	-
Kompresijski omjer	$\varepsilon$	11,3	-
Duljina klipnjače	$L$	127	mm
Kompresijski volumen	$V_K$	65068,76	mm <sup>3</sup>

Tijekom mjerenja različitih radnih točaka, sve geometrijske značajke motora ostale su nepromijenjene. Promjenjive veličine radnih točaka prikazane su u Tablici 3.

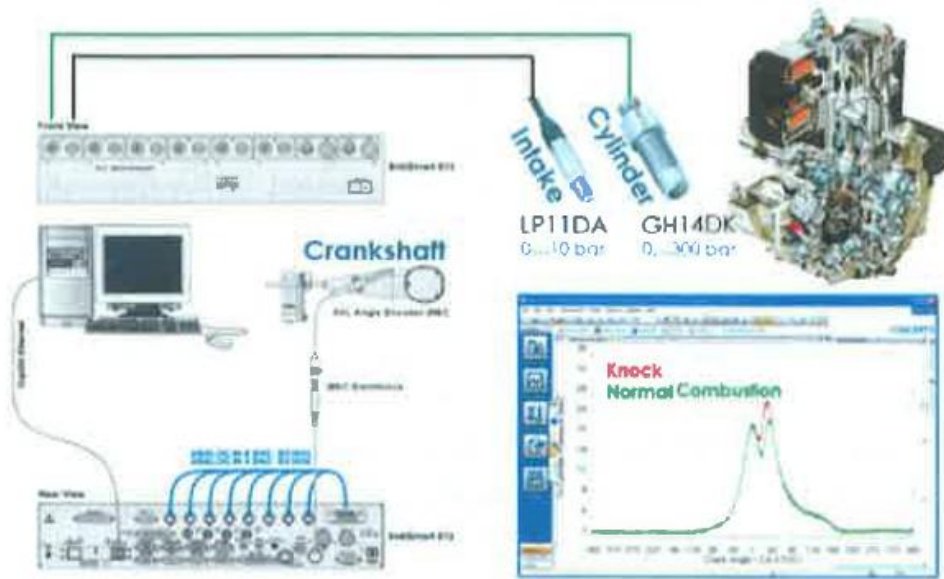
Slika 3. shematski prikazuje eksperimentalni postav Laboratorija za motore i vozila.





Slika 3. Shematski prikaz eksperimentalnog postava [13]

Za mjerenje tlaka usisa korišten je senzor za niske tlakove *AVL LP11DA*, dok je za visoke tlakove u cilindru korišten senzor *AVLGH14DK* (vidi Slika 4.). Za visokotlačne cikluse podaci se zapisuju svakih 0,1 °KV, a ostatak ciklusa tlak se mjeri svakih 0,5 °KV.

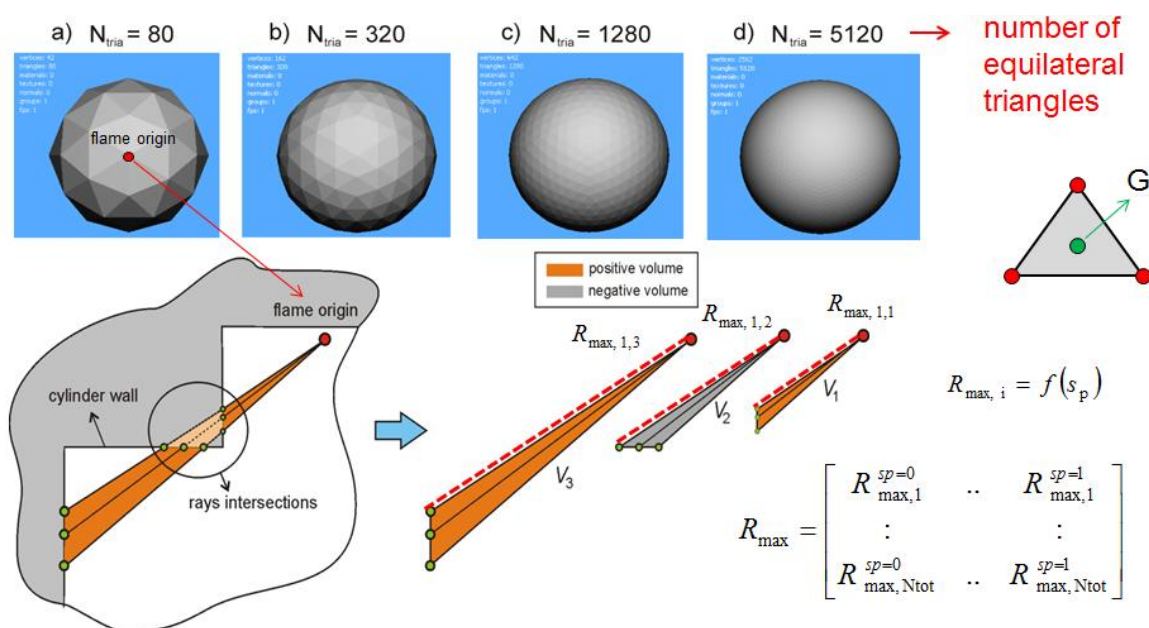


Slika 4. Kontrolni sustav motora

### 3. IZRAČUN SLOBODNIH PLOHA PLAMENA I IZGORJELOG VOLUMENA

U svrhu evaluacije prostora izgaranja razmatranog motora Hatz 1D81 korištena je prethodno razvijena aplikacija za izračun slobodnih ploha plamena i volumena izgorjele zone cilindra za svaki proizvoljni radijus fronte plamena i poziciju klipa. Aplikacija za izračun slobodnih ploha plamena i volumena izgorjele zone cilindra razvijena je za potrebe razvoja novog modela za simulaciju izgaranja u Ottovom motoru baziranog na tzv. *Flame Tracking* metodi [8].

Jedna od osnovnih pretpostavki prilikom izračuna slobodnih ploha plamena i izgorjelog volumena je da fronta plamena ima kuglasti oblik koji napreduje kroz prostor izgaranja. Za opis površine plamena, odnosno površine kugle u bezdimenzijskom prostoru, koristi se ikosaedar [9] s promjenjivim brojem jednakostraničnih trokuta, kao što je prikazano na Slici 1.



**Slika 5.** Princip diskretizacije kugline površine s različitim stupnjevima ikosaedara i projekcija zraka (koje prolaze vrhovima trokuta) na stijenke cilindra [8]

Ishodište ikosaedra se iz bezdimenzijskog prostora postavlja u koordinatni sustav prostora izgaranja i to na poziciju koja odgovara poziciji svjećice. Za svaku poziciju klipa i zraku koja prolazi vrhom jednakostraničnog trokuta i njegovim težištem (G) računa se njena projekcija, odnosno maksimalni radijus te zrake dok ne dosegne stijenku cilindra. Na taj način računa se matrica maksimalnih radijusa kao funkcija relativne pozicije klipa (relativna

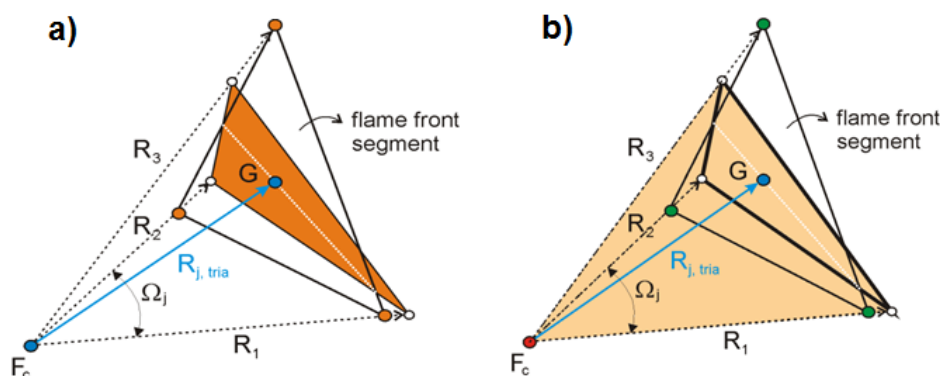
pozicija je jednaka 0 u GMT, a u DMT je ona jednaka 1). Budući da se za određene zrake i složenije oblike prostora izgaranja može dogoditi da na jednom pravcu zrake postoji nekoliko presjecišta sa stijenkom prostora izgaranja (vidi Sliku 5.), model je razvijen tako da uzima u obzir do 5 presjecišta na jednom pravcu.

Površina jednakostraničnog trokuta  $A_{Nj}$  ( $m^2$ ) kojeg određuju 3 karakteristične točke na površini plamena, kao što je prikazano na Slici 2a, moguće je izračunati kao:

$$A_{Nj} = R_{j, \text{tria}}^2 \cdot \Omega_j \quad (1)$$

pri čemu je  $R_{j, \text{tria}}$  (m) radijus težišta razmatranog trokuta, a  $\Omega_j$  (sterad) je tzv. *solid angle* razmatranog tetraedra [10]. Volumen proizvoljnog tetraedra kojeg zatvaraju vrhovi trokuta i ishodište ( $F_c$ ) koje odgovara poziciji svjećice prikazan je na Slici 2b te se poznavajući radijus težišta trokuta može izračunati kao:

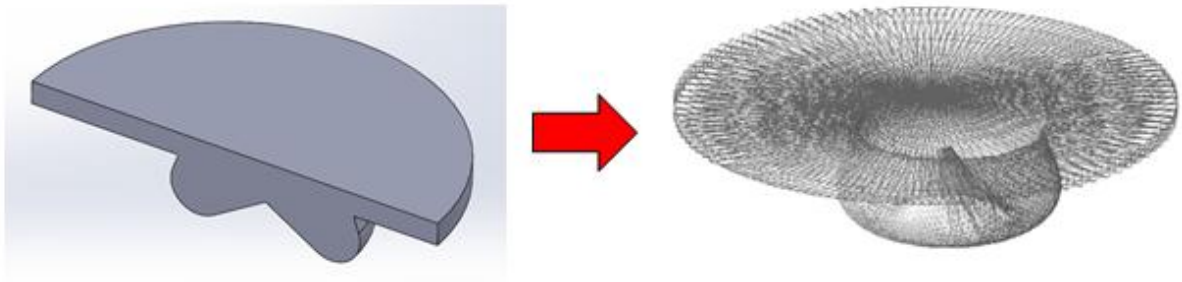
$$V_{Nj} = \frac{1}{3} R_{j, \text{tria}}^3 \cdot \Omega_j \quad (2)$$



**Slika 6. Površina trokutnog elementa (a) i volumen tetraedra (b) kojeg zatvaraju vrhovi trokuta i ishodište ( $F_c$ )**

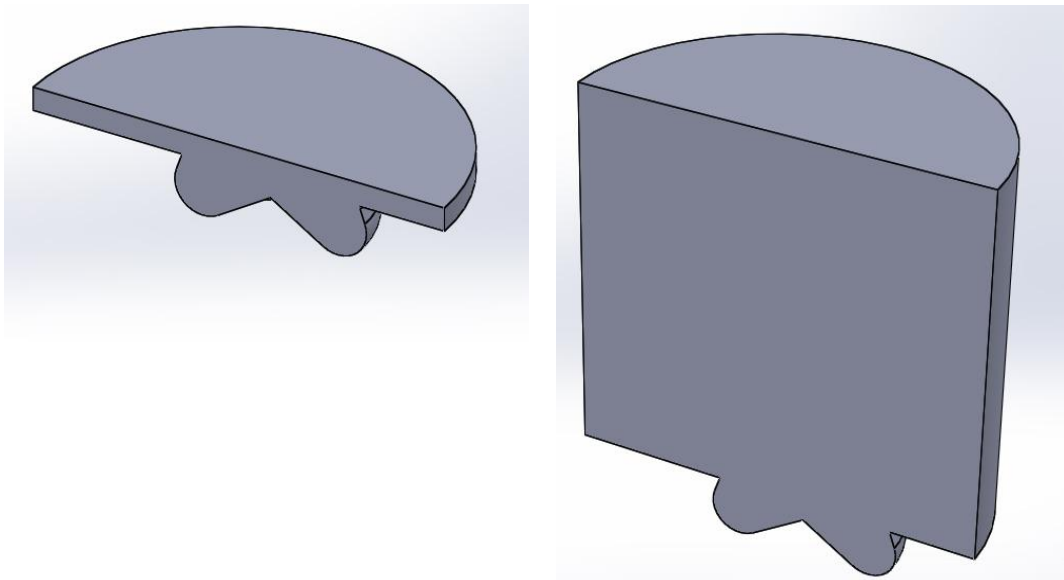
Ukupna slobodna ploha plamena jednaka je zbroju svih pojedinih ploha jednakostraničnih trokuta (koji su unutar domene cilindra) koji se računaju jednadžbom (1), dok je volumen izgorjele zone jednak zbroju svih volumena pojedinih tetraedara koji se računaju jednadžbom (2).

Razvijena aplikacija može razmatrati pojednostavljene pred-definirane oblike prostora izgaranja ili se koristi 3D-CAD model kao ulazni parametar za razmatranje složenijih (zakrivljenih) oblika. Budući da razmatrani Hatz 1D81 motor ima  $\omega$  udubljenje u čelu klipa korišten je 3D-CAD model prostora izgaranja prikazan na Slici 7. lijevo.



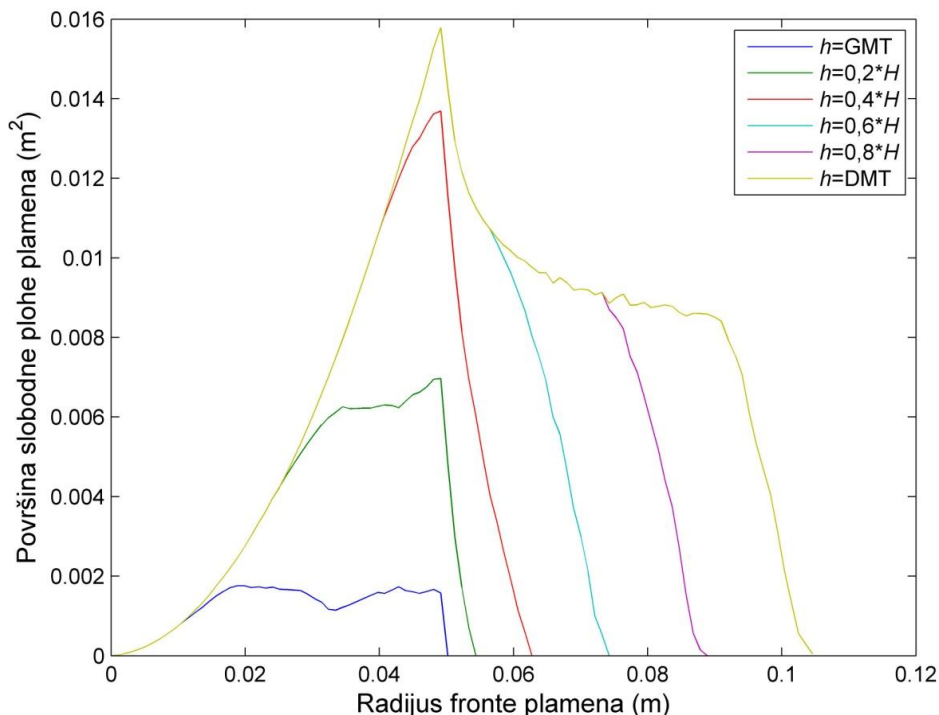
**Slika 7. 3-D CAD model prostora izgaranja razmatranog motora i projekcije točkica tetraedara na stijenke prostora izgaranja (prikaz odgovara poziciji klipa u GMT)**

Slika 8. prikazuje geometriju prostora izgaranja za poziciju klipa u GMT (lijevo) i DMT (desno). Razlika visine geometrije prostora jednaka je hodu klipa  $H$ , a volumen je u DMT veći za iznos radnog volumena  $V_H = H \cdot D^2 \pi / 4$ .

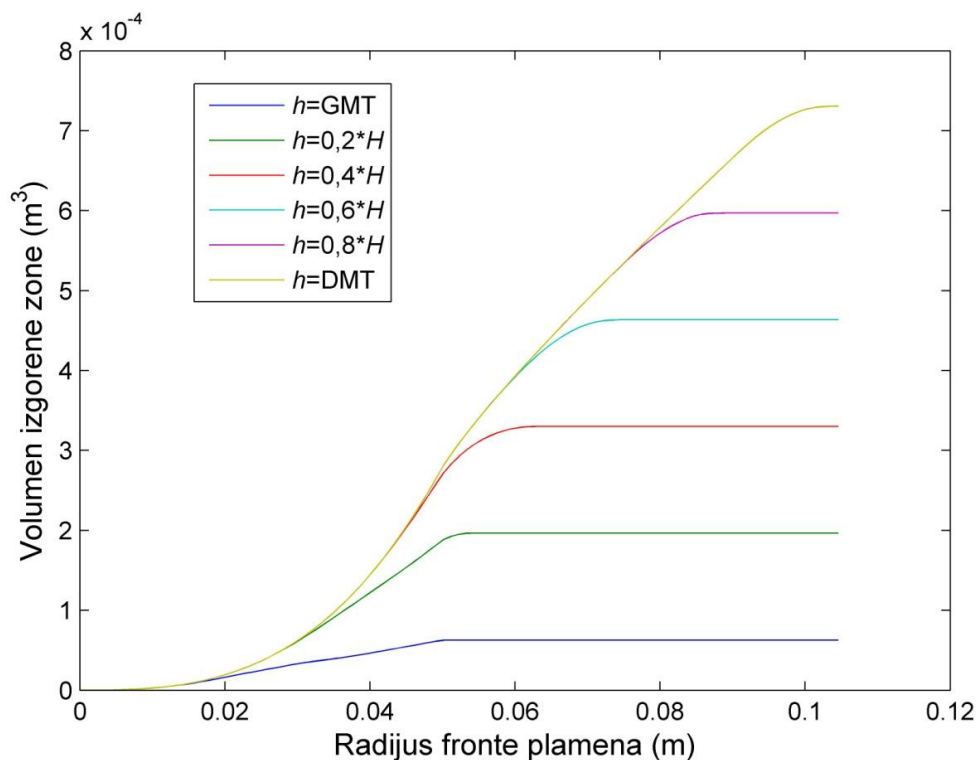


**Slika 8. Usporedba geometrije prostora izgaranja za poziciju klipa u GMT (lijevo) i DMT (desno)**

Kao rezultat opisanog proračuna za evaluaciju prostora izgaranja, Slika 9. i Slika 10. prikazuju profil površine slobodne plohe plamena odnosno volumen izgorjele zone za određeni pomak klipa ovisno o radijusu fronte plamena:



Slika 9. Profil površine slobodne plohe plamena



Slika 10. Profil volumena izgorjele zone

Može se primijetiti na Slici 9. da je u području GMT pri jednakom pomaku klipa znatno veća promjena maksimalne vrijednosti površine slobodne plohe plamena, dok se iz Slike 10. vidi da je promjena volumena podjednaka za pomake klipa u cijelom području od GMT do DMT.

#### 4. BRZINA OSLOBAĐANJA TOPLINE

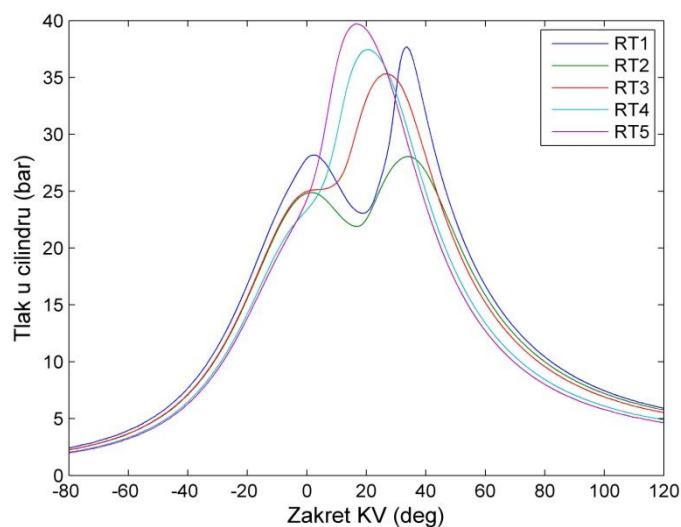
Radne točke mjerene su pri stehiometričkoj smjesi. Mjerenje je trajalo 300 ciklusa, a rezultati su osrednjeni i prikazani u Tablici 3.

**Tablica 3. Radne točke: eksperimentalni podaci**

	RT1	RT2	RT3	RT4	RT5
Kut paljenja (°KV nakon GMT)	+5	0	-6	-12	-18
Srednji tlak usisa (bar)	1,05	0,96	0,95	0,84	0,82
Srednja temperatura usisa (°C)	24	24,9	24,6	28,2	32,7
IMEP (bar)	9,56	8,62	9,17	8,50	8,24
Brzina vrtnje motora (min <sup>-1</sup> )	1000	1500	2000	2500	3000

Kut paljenja prikazan je relativno u odnosu na gornju mrtvu točku (GMT), a odabran je tako da izgaranje bude na granici pojave detonantnog izgaranja. IMEP označava srednji indicirani tlak (eng. *Indicated mean effective pressure*).

Oslobođenu toplinu moguće je izračunati pomoću tlaka u cilindru. Pošto je poznat profil tlaka u cilindru potrebno je postaviti odgovarajući model da bi se izrazila brzina oslobađanja topline u ovisnosti o tlaku. Profile tlaka za različite radne točke (RT) prikazuje Slika 11.:

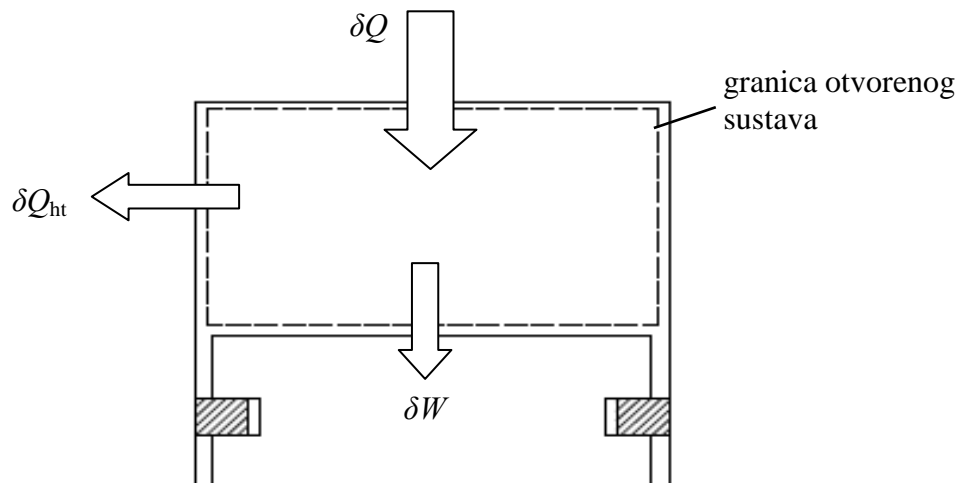


**Slika 11. Srednji tlak u cilindru**

Već je rečeno da se za 0-D modele primjenjuju termodinamički zakoni. Kako bi se izrazila brzina oslobađanja topline u cilindru ovisno o tlaku, primjenjuje se prvi glavni stavak termodinamike za otvoreni sustav cilindra kojeg shematski prikazuje Slika 12. Toplina dovedena u sustav  $\delta Q$  iznosi:

$$\delta Q = dU + \delta W + \delta Q_{ht} \quad (3)$$

gdje je  $dU$  diferencijalna promjena unutarnje energije sustava,  $\delta W$  koristan rad koji se prenosi na klip i  $\delta Q_{ht}$  odvedena toplina kroz stijenke cilindra.



**Slika 12.** Shematski prikaz očuvanja energije otvorenog sustava u cilindru [2]

Promjena unutarnje energije posljedica je temperaturne promjene radnog medija.

Diferencijalna promjena unutarnje energije može se zapisati sljedećom jednačinom:

$$dU = d(mc_v T) = mc_v dT \quad (4)$$

gdje  $T$  predstavlja temperaturu, a  $m$  masu unutar granice otvorenog sustava.

Rad se računa kao umnožak tlaka i promjene volumena pa vrijedi:

$$\delta W = p \cdot dV \quad (5)$$

Prijenos topline konvekcijom iznosi:

$$\frac{dQ_{\text{ht}}}{dt} = Ah_c(T - T_s) \quad (6)$$

gdje je  $A$  ( $\text{m}^2$ ) površina u cilindru kroz koju se vrši prijenos topline,  $h_c$  ( $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ) koeficijent prijenosa topline, a  $T_s$  (K) temperatura stijenke cilindra.

Plinove u cilindru promatramo kao idealne, stoga vrijedi jednačba:

$$pV = mRT \quad (7)$$

čiji je diferencijalni oblik prikazan jednačbom (8):

$$pdV \cdot Vdp = mR \cdot dT \quad (8)$$

Nadalje, prema termodinamici vrijede relacije specifičnih toplinskih kapaciteta:

$$c_p - c_v = R \quad (9)$$

$$\frac{c_p}{c_v} = \gamma \Rightarrow c_p = \gamma \cdot c_v \quad (10)$$

gdje je  $c_p$  ( $\text{J}/(\text{kgK})$ ) specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku,  $c_v$  ( $\text{J}/(\text{kgK})$ ) specifični toplinski kapacitet pri konstantnom volumenu,  $R$  ( $\text{J}/(\text{kgK})$ ) specifična plinska konstanta, a  $\gamma$  izentropski eksponent.

Kombinacijom jednačbi (9) i (10) dobije se jednačba:

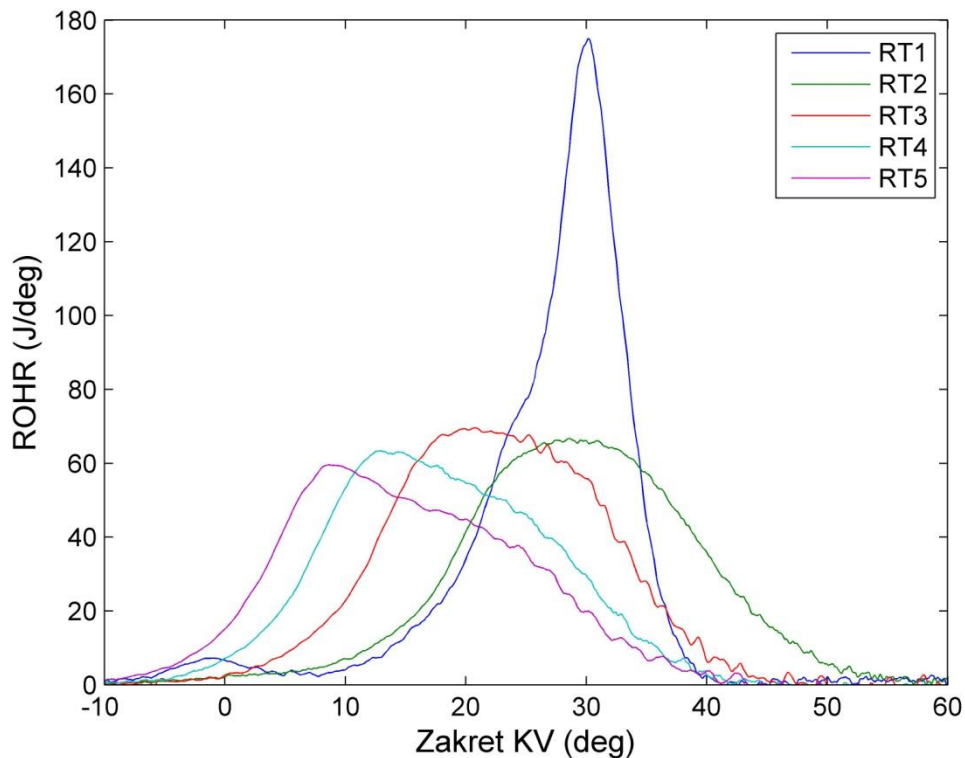
$$\frac{c_v}{R} = \frac{1}{\gamma - 1} \quad (11)$$

Jednostavnom modifikacijom, pripadajuće jednačbe zapisuju se u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila te naknadnim uvrštavanjem jednačbi (4), (5), (6), (8) i (11) u jednačbu (3) dobije se izraz za računanje oslobođene topline po zakretu koljenastog vratila:

$$ROHR = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{1}{\gamma - 1} V \cdot \frac{dp}{d\alpha} - \frac{pV}{(\gamma - 1)^2} \frac{d\gamma}{d\alpha} + \frac{\delta Q_{\text{ht}}}{d\alpha} \quad \left[ \frac{\text{J}}{\text{deg}} \right] \quad (12)$$



Slika 13. prikazuje brzinu oslobađanja topline za različite radne točke:



Slika 13. Profili brzina oslobađanja topline za različite radne točke eksperimentalnog motora

Iz brzine oslobađanja topline u jednadžbi (12), računa se brzina zahvaćanja svježe smjese:

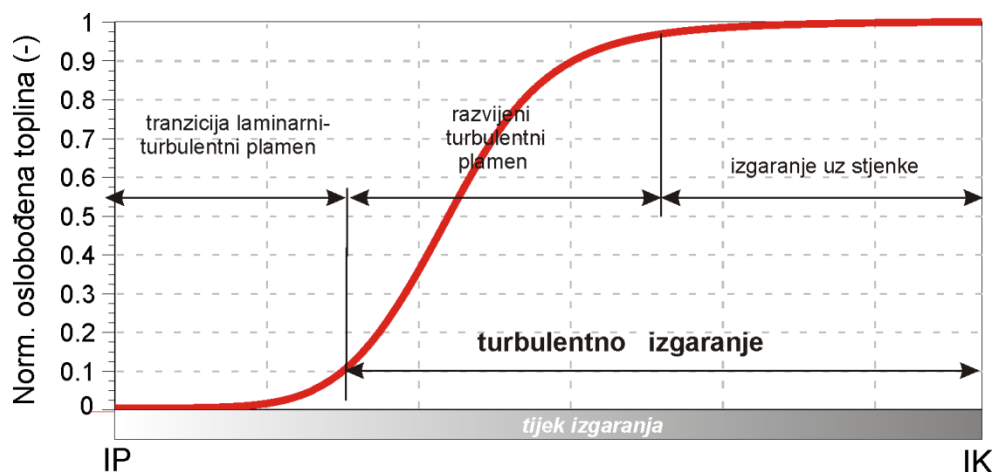
$$\frac{dm_B}{dt} = \frac{dm_B}{d\alpha} \cdot \omega = \frac{Q}{H_d \cdot \frac{1}{1+Z}} \cdot \omega \quad (13)$$

gdje je  $Z$  ( $\text{kg}_Z/\text{kg}_G$ ) omjer zraka i goriva,  $H_d$  ( $\text{J/kg}$ ) donja ogrjevna vrijednost goriva te  $\omega$  ( $\text{deg/s}$ ) kružna brzina vrtnje motora.

## 5. PROCJENA TURBULENTNE BRZINE ŠIRENJA PLAMENA

Prema teoriji izgaranja, svojstva neizgorjele zone imaju velik utjecaj na proces izgaranja [2]. Usporedbom s eksperimentalnim mjerenjima, dvozonski model daje točniji profil tlaka u odnosu na jednozonski, stoga je prostor u cilindru podijeljen na izgorjelu i neizgorjelu zonu. Neizgorjela smjesa u cilindru Ottovog motora sastoji se od zraka, goriva i zaostalih produkata izgaranja iz prethodnog ciklusa te se kao takva ne mijenja značajnije tijekom usisa i kompresije [2] pa možemo smatrati da ostaje ista tijekom cijelog ciklusa.

Od trenutka paljenja električne iskre, stvara se jezgra plamena i započinje njen rast. Procjenjuje se da vrijeme zakašnjenja paljenja u Ottovom motoru traje 0,2 ms te da radijus fronte plamena dostigne vrijednost od 2 mm. Nakon faze zakašnjenja paljenja i formiranja stabilne jezgre plamena slijedi faza u kojoj se odvija prijelaz između laminarnog u turbulentni plamen. Najveća brzina oslobađanja topline odvija se u drugoj fazi gdje se formirani turbulentni plamen sferično širi cilindrom od elektroda svjećice prema čelu klipa i stijenka cilindra. Dolaskom fronte plamena u blizinu stijenki, izgara dio neizgorjele mase koja nije u dodiru sa stijenkom uz znatno manje oslobađanje topline. Slika 14. prikazuje oslobođenu toplinu za faze izgaranja:



Slika 14. Karakteristične faze izgaranja u Ottovom motoru (IP – početak izgaranja, IK – kraj izgaranja) [1]

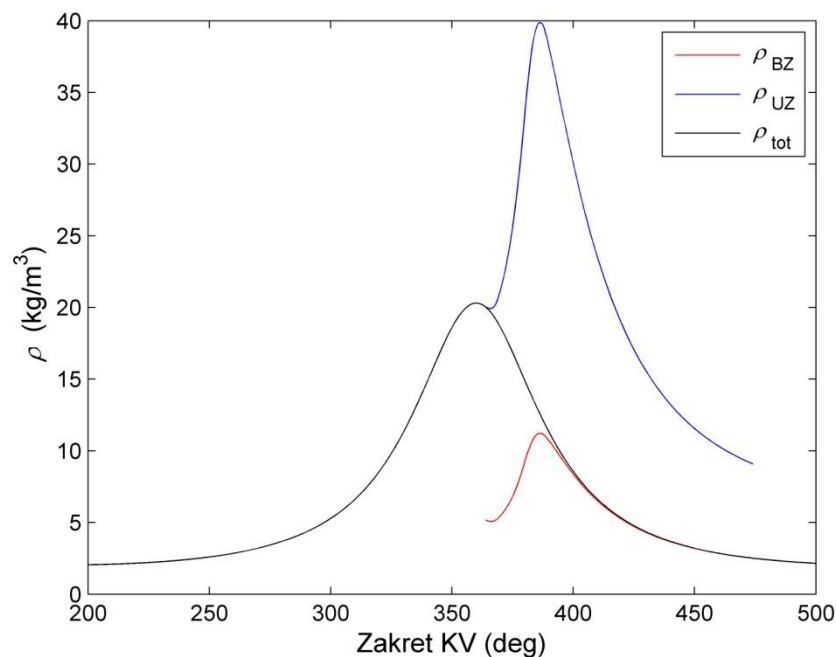
Uz pretpostavku da laminarna ploha plamena zahvaća neizgorjelu smjesu turbulentnom brzinom, vrijedi:

$$S_T = \frac{dm_B}{dt} \cdot \frac{1}{A_L \cdot \rho_{tot}} \quad (14)$$

gdje je  $A_L$  (m/s) laminarna ploha plamena dok je  $\rho_{tot}$  ( $\text{kg/m}^3$ ) ukupna gustoća smjese u cilindru.

Brzina širenja plamena pri izgaranju veća je nego brzina izgaranja, stoga fronta plamena potiskuje neizgorjelu zonu prema čelu klipa i stijenka cilindra što rezultira povećanjem tlaka, odnosno povećanjem gustoće neizgorjele zone.

Slika 15. prikazuje primjer profila gustoća iz kojih se vidi u kojem dijelu radnog ciklusa dolazi do značajnije razlike u iznosima između ukupne gustoće i gustoće neizgorjele zone.



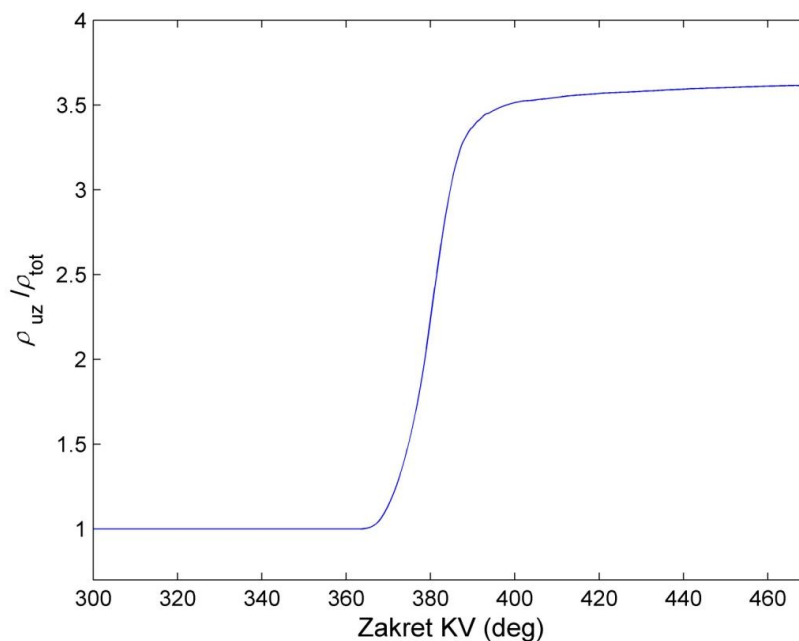
**Slika 15. Primjer profil gustoće izgorjele i neizgorjele zone te ukupne vrijednosti iz simulacije provedene programom AVL BOOST**

Drugi pribrojnik u jednadžbi (15) dodan je kako bi se uzela u obzir razlika gustoće između gustoće neizgorjele zone i ukupne gustoće:

$$\rho_{\text{tot}} = \frac{m_{\text{tot}}}{V_c} + c_p \frac{CNROHR}{CNROHR_{\text{max}}} \frac{m_{\text{tot}}}{V_c} = \frac{m_{\text{tot}}}{\frac{D^2 \pi}{4} H_p} \cdot \left( 1 + c_p \frac{CNROHR}{CNROHR_{\text{max}}} \right) \quad (15)$$

gdje je  $CNROHR_{\text{max}}$  (J) maksimalni iznos ukupne oslobođene topline (eng. *Cumulative net rate of heat release*),  $m_{\text{tot}}$  (kg/ciklus) ukupna masa smjese po ciklusu,  $H_p$  pomak klipa od GMT, a  $c_p$  konstanta omjera gustoća.

Slika 16. prikazuje omjer gustoća prema kojem je odabran iznos konstante gustoće  $c_p$ .



**Slika 16. Omjer ukupne gustoće i gustoće neizgorjele zone**

Pomak klipa  $h$  u jednadžbi (15) ovisi o kutu zakreta koljenastog vratila. Računa se približnim izrazom [5]:

$$h \approx r(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} [1 - \cos(2\alpha)] \quad (16)$$

gdje je  $\lambda = r/l$  faktor klipnjače.

Masa smjese po ciklusu računa se iz ukupne oslobođene topline:

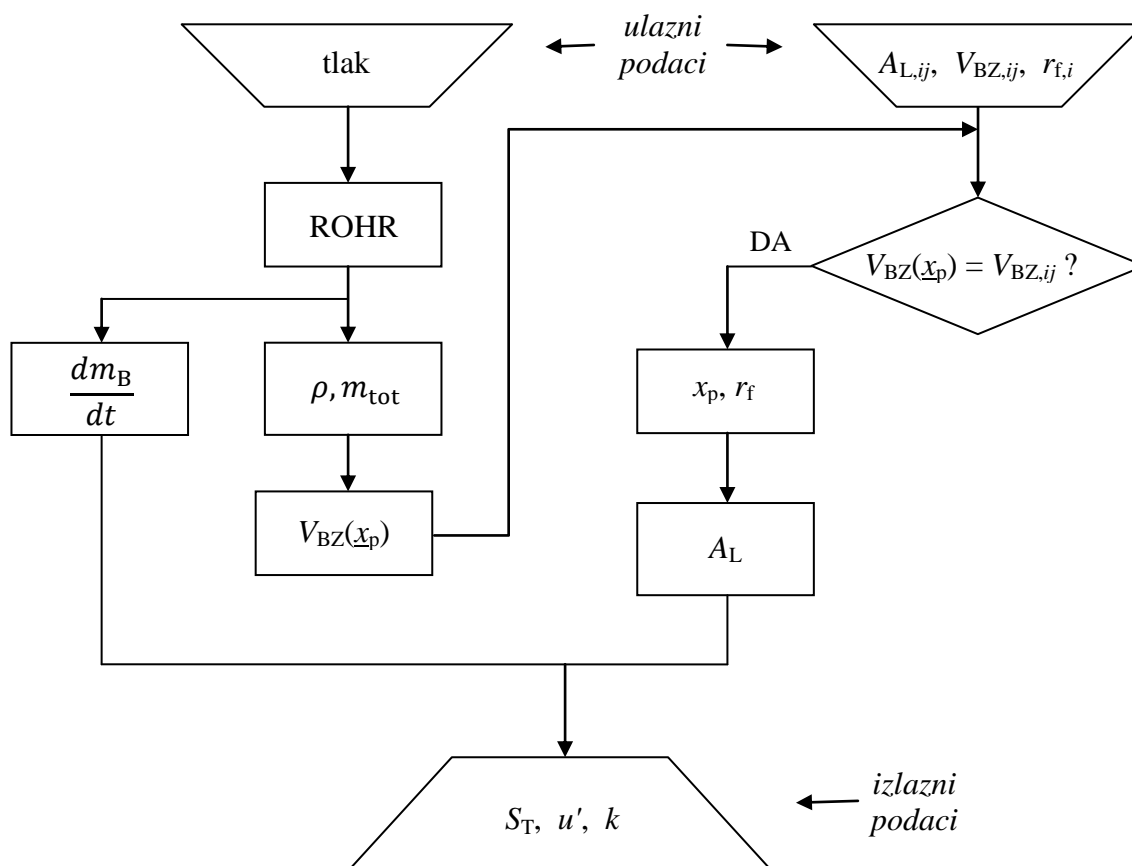
$$m_{\text{tot}} = (1 + c_{\text{zpi}}) \cdot \frac{CNROHR_{\text{max}}}{\frac{H_d}{1 + Z}} \quad (17)$$

gdje je  $c_{\text{zpi}}$  udio zaostalih produkata izgaranja čija procijenjena vrijednost iznosi 5%.

## 5.1. Tijek proračuna u MATLAB-u

Turbulentna brzina fronte plamena procjenjuje se iz izmjerenog toka tlaka u cilindru. Potrebno je iz toka tlaka izračunati brzinu oslobađanja topline (ROHR) kao što je opisano u odjeljku 2. Zatim se računa brzina zahvaćanja svježe smjese  $dm_B/dt$  prema jednadžbi (13).

Dijagram toka proračuna prikazuje Slika 17.:



Slika 17. Dijagram toka za procjenu turbulentne brzine plamena, pulzacije turbulentne brzine i turbulentne kinetičke energije

Jednadžba (15) prikazuje izračun ukupne gustoće, stoga preostaje još izračunati laminarnu površinu plamena u određenom trenutku.

Ulazni podatak za proračun je matrica dimenzija  $101 \times 101$ , a predstavlja laminarnu površinu plamena za određeni relativni pomak klipa od GMT i radijus fronte plamena. Postavljena je tako da se relativni pomak mijenja kroz redove ( $x_p \in [0, 1]$ ) s korakom od 0,01, a radijus fronte plamena mijenja se kroz stupce. Potrebno je za određeni pomak klipa i iznos radijusa fronte plamena očitati laminarnu površinu. Taj postupak se ne može napraviti

direktno jer je nepoznat iznos radijusa plamena. Matrica slobodnih ploha plamena i izgorjeli volumen cilindra u ovisnosti o radijusima fronte plamena i pozicije klipa izračunati su postupkom objašnjenim u 3. poglavlju rada.

Kako bi se posredno došlo do iznosa laminarne površine, unosi se matrica volumena izgorjele zone kao ulazni podatak. Matrica volumena jednakih je dimenzija kao matrica laminarnih površina te se relativni pomak i radijus plamena jednako mijenjaju kroz redove, odnosno stupce. Nadalje, za određeni relativni pomak klipa računa se volumen izgorjele zone prema jednadžbi:

$$V_{BZ} = \frac{m_{BZ}}{\rho_{tot}} \quad (18)$$

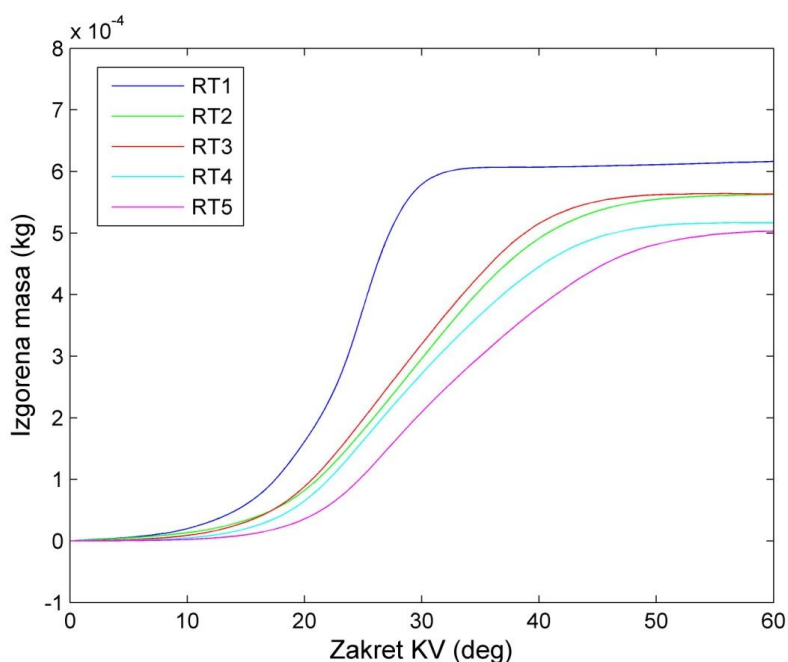
gdje se  $\rho_{tot}$  računa prema jednadžbi (15) dok  $m_{BZ}$  predstavlja masu izgorjele zone i računa se jednadžbom:

$$m_{BZ,i} = m_{BZ,i-1} + \frac{dm_{BZ}}{d\alpha} (\alpha_i - \alpha_{i-1}) \quad (19)$$

gdje se indeks  $i$  odnosi na točku  $i$  ispitnog ciklusa, a indeks  $i-1$  na točku  $i-1$ .

U proračunu  $i=0$  odgovara kutu preskakanja električne iskre.

Slika 18. prikazuje izgorjelu masu u ovisnosti o relativnom kutu zakreta koljenastog vratila ( $0^\circ$  KV na x osi predstavlja kut paljenja).



**Slika 18. Izgorjela masa za različite radne točke u ovisnosti o relativnom kutu zakreta KV**

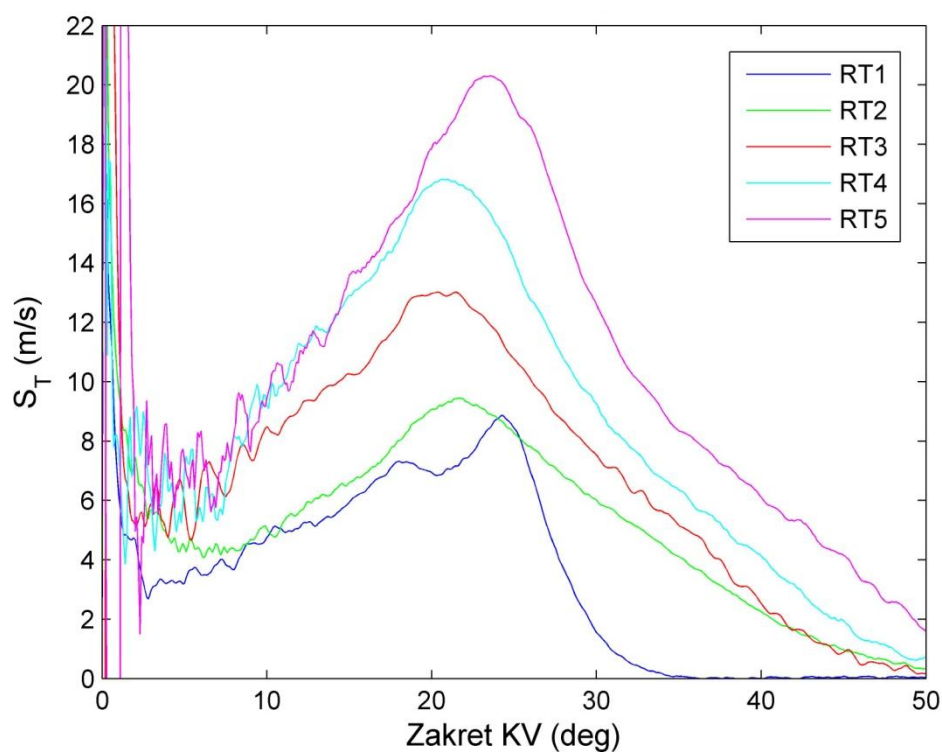
Iz dijagrama se vidi da radna točka 1 dostiže maksimum izgorjele mase prije nego ostale radne točke. Razlog tome je promjena stupnja punjenja jer srednji tlak usisa kontinuirano opada (vidi Tablicu 3).

Nakon što se za zadani relativni pomak klipa izračuna volumen izgorjele zone prema jednadžbi (18), ta vrijednost se uspoređuje s ulaznim matičnim podacima volumena izgorjele zone vodeći računa o pripadajućem redu matrice (relativnom pomaku klipa). Ako je iznos izračunatog volumena jednak volumenu u matrici za odgovarajući relativni pomak klipa, očita se radijus plamena za stupac u kojem se taj volumen nalazi. Ako se iznos izračunatog volumena nalazi između dviju vrijednosti volumena u matrici za pripadajući pomak klipa, linearnom interpolacijom dolazi se do vrijednosti radijusa fronte plamena.

Sljedeći korak je u matrici laminarnih površina za vrijednost pomaka klipa i pripadajućeg radijusa linearnom interpolacijom doći do laminarne površine čija vrijednost se koristi za izračun turbulentne brzine plamena pomoću jednadžbe (14).

## 6. UTJECAJ PROMJENE BRZINE VRTNJE NA TURBULENTNU BRZINU ŠIRENJA PLAMENA

Procjena turbulentne brzine širenja plamena provedena je za pet radnih točaka (RT) čiji su rezultati izmjereni na eksperimentalnom motoru Hatz 1D81 u Laboratoriju za motore i vozila koji je prenamijenjen za rad u Ottovom režimu rada. Može se vidjeti iz Tablice 3. da za radne točke, redom od prve do pete, raste brzina vrtnje motora. Turbulentna brzina fronte plamena ovisi o brzini vrtnje: povećanjem brzine vrtnje, povećava se iznos turbulentne brzine plamena što prikazuje Slika 19. X-os predstavlja zakret KV od trenutka preskakanja električne iskre u cilindru.



Slika 19. Turbulentna brzina fronte plamena za pojedine radne točke

Neposredno nakon paljenja iskre radijus fronte plamena maloga je iznosa, stoga je i površina fronte plamena jako malog iznosa, a pošto su turbulentna brzina fronte plamena i površina plamena obrnuto proporcionalni, dolazi do velikih skokova u turbulentnoj brzini. To se uočava i na Slici 19.



## 7. PROCJENA TURBULENTNE PULZACIJE BRZINE

Nakon procjene turbulentne brzine širenja fronte plamena, potrebno je izračunati turbulentnu pulzaciju brzine. Izračuna li se laminarna brzina, može se koristiti izraz (20) koji prikazuje omjer turbulentne i laminarne brzine plamena prema [4] u ovisnosti o pulzaciji turbulentne brzine:

$$\frac{S_T}{S_L} = -4,37 + 1,13 \left( \frac{u'}{S_L} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left( \frac{S_L L_f}{\nu} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (20)$$

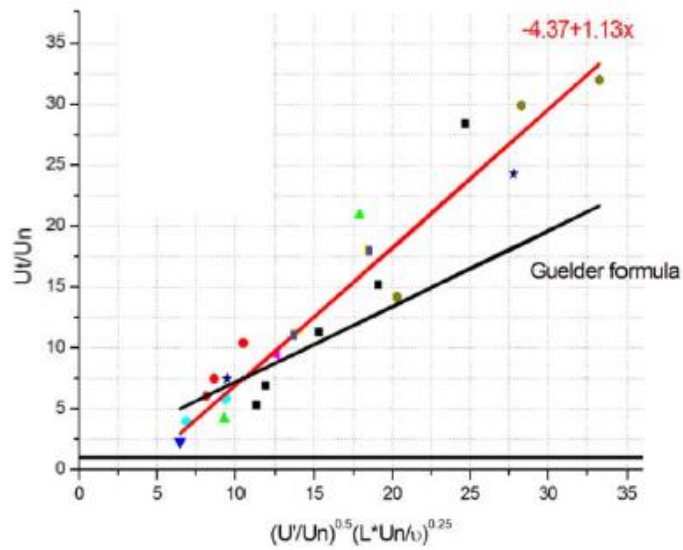
gdje je  $\nu$  kinematička viskoznost, a općenito se računa kao omjer dinamičke viskoznosti i gustoće:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{\text{tot}}} \quad (21)$$

Dinamička viskoznost  $\mu$  funkcija je srednje temperature u cilindru:

$$\mu = 17,1 \cdot 10^{-6} \cdot \left( \frac{T}{273,15} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{383,15}{T + 110,4} \quad (22)$$

Slika 20. pokazuje preciznost izraza (20) usporedno s izrazom za omjer turbulentne i laminarne brzine plamena prema Guelderu [14]:



**Slika 20. Usporedba eksperimentalnih podataka i odnosa  $S_T/S_L$  prema [4]**

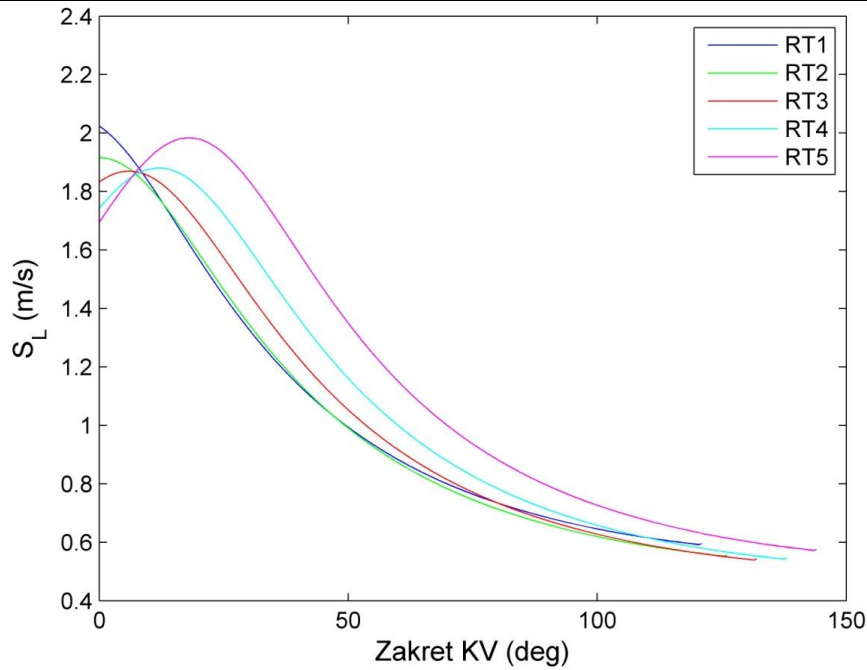
U području većih omjera  $S_T/S_L$ , izraz (20) točniji je od Guelderovog u usporedbi s eksperimentalnim podacima prikazanim simbolima.

Brzina kojom plamen zahvaća neizgorjelu, mirujuću smjesu koja je ispred fronte plamena naziva se laminarna brzina, a računa se prema Metghalchi i Keck korelaciji [3]:

$$S_L = S_{L0} \cdot \left( \frac{T}{T_0} \right)^\alpha \left( \frac{p}{p_0} \right)^\beta \quad (23)$$

gdje su  $T_0=293,15$  K i  $p_0=101325$  Pa. Konstante  $S_{L0}$ ,  $\alpha$  i  $\beta$  za benzin se računaju kao funkcije faktora pretička zraka [3]

Profil laminarne brzine plamena prikazuje Slika 21. za različite radne točke.



Slika 21. Laminarna brzina za različite radne točke

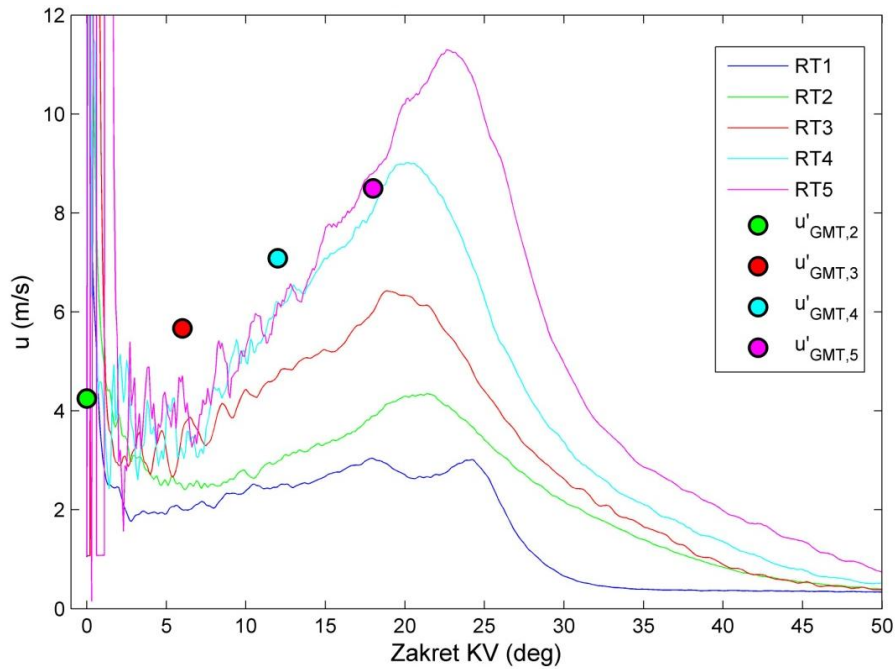
Temperatura  $T$  (K) u jednadžbi (23) računa se prema jednadžbi idealnoga plina:

$$T = \frac{p \cdot V}{R_z \cdot m_{\text{tot}}} \quad (24)$$

Izrazi li se pulzacija brzine  $u'$  iz jednadžbe (20), dobije se izraz:

$$u' = S_L \cdot \left( \frac{\frac{S_T}{S_L} + 4,37}{1,13 \cdot \left( \frac{S_L L_1}{\nu} \right)^{\frac{1}{4}}} \right)^2 \quad (25)$$

Slika 22. prikazuje pulzaciju brzine za 5 radnih točaka.



Slika 22. Turbulentna pulzacija brzine za različite radne točke

Kružne oznake na dijagramu na Slici 22. pokazuju iznos turbulentne pulzacije brzine u GMT za pripadajuću radnu točku prema aproksimativnom izrazu [7]:

$$u'_{\text{GMT}} \approx \bar{u}_p = 2Hn \quad (26)$$

gdje je  $\bar{u}_p$  (m/s) srednja brzina klipa,  $H$  (m) hod klipa, a  $n$  ( $\text{s}^{-1}$ ) brzina vrtnje motora.

Za RT1 nije prikazan iznos pulzacije brzine u GMT jer je proračun proveden od trenutka preskakanja električne iskre, a za RT1 iskra preskače na 5 stupnjeva KV nakon GMT.

## 8. PROCJENA TURBULENTNE KINETIČKE ENERGIJE

Strujanje u cilindru je turbulentno što ubrzava i poboljšava miješanje smjese, prijenos topline te izmjenu mase. Turbulentnost osigurava dovoljno velika količina kinetičke energije glavnog strujanja, no uvijek je prisutna i disipacija energije u takvome strujanju.

Uz pretpostavku izotropnog i homogenog polja turbulencije i poznavanjem turbulentne pulzacije brzine može se izračunati specifična turbulentna kinetička energija i njena disipacija:

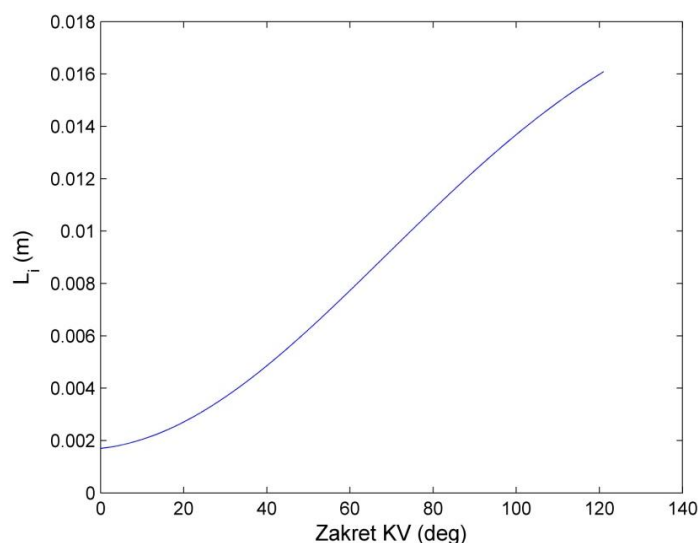
$$k = \frac{3}{2} (u')^2 \quad (27)$$

$$\varepsilon = \frac{(u')^3}{L_1} \quad (28)$$

gdje je  $L_1$  (m) integralna duljina vrtloga, a računa se pomoću trenutne visine cilindra  $H_p$  (m) i konstante integralne duljine vrtloga  $c_1$  koja je proizvoljno odabrana u rasponu od 0,2 do 0,8:

$$L_1 = c_1 \cdot H_p \quad (29)$$

Slika 23. prikazuje integralnu duljinu vrtloga za  $c_1=0,2$ , vrijednost koja je korištena u ovome završnom radu:



**Slika 23. Promjena integralne duljine vrtloga u ovisnosti o zakretu KV**

Jednozonski  $k$ - $\varepsilon$  model uzima u obzir samo ukupne vrijednosti turbulentne kinetičke energije  $k$  i disipacije energije  $\varepsilon$ , dok dvozonski model posebno razmatra izgorjelu i neizgorjelu zonu. Pristup dvozonskog  $k$ - $\varepsilon$  modela daje točniji uvid u tijek izgaranja jer neizgorjela zona ima velik utjecaj na formiranje i stvaranje nabora fronte plamena utječući tako izravno na prijenos topline i količine gibanja [1]. Dvozonskim  $k$ - $\varepsilon$  modelom računa se turbulentne kinetička energija i njihova disipacija energije a vrijednosti izgorjele zone izračunaju se iz tih dviju vrijednost:

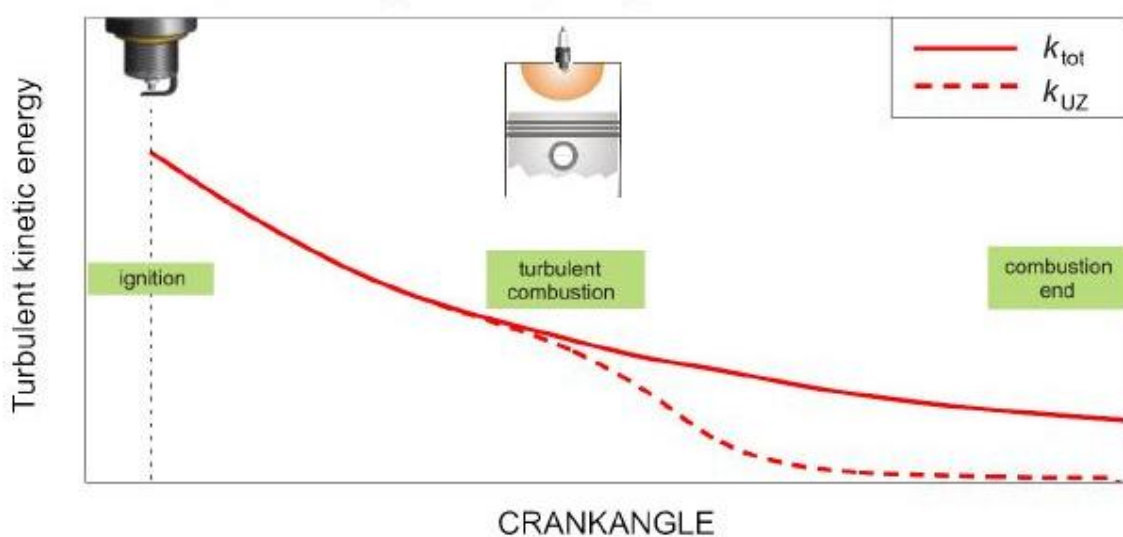
$$k_{\text{tot}} = x_B \cdot k_{\text{BZ}} + (1 - x_B) \cdot k_{\text{UZ}} \quad (30)$$

$$\varepsilon_{\text{tot}} = x_B \cdot \varepsilon_{\text{BZ}} + (1 - x_B) \cdot \varepsilon_{\text{UZ}} \quad (31)$$

gdje je  $x_B$  (-) udio izgorjele mase, dok indeksi BZ (eng. *Burned zone*) i UZ (eng. *Unburned zone*) označuju izgorjelu, odnosno neizgorjelu zonu.

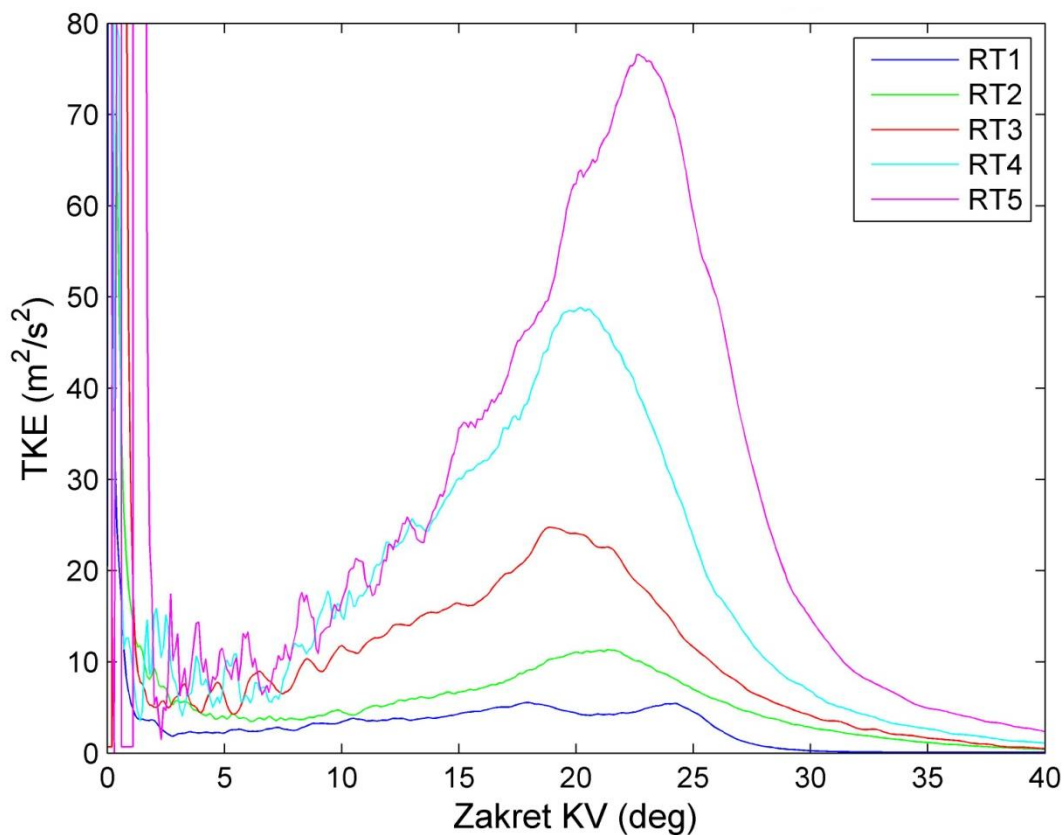
Kao što prikazuje Slika 24., turbulentna kinetička energija neizgorjele zone ne može biti veća od ukupne turbulentne kinetičke energije:

$$k_{\text{UZ}} \leq k_{\text{tot}} \quad (32)$$



**Slika 24. Kvalitativni prikaz turbulentne kinetičke energije ukupnog iznosa i izgorjele zone[1]**

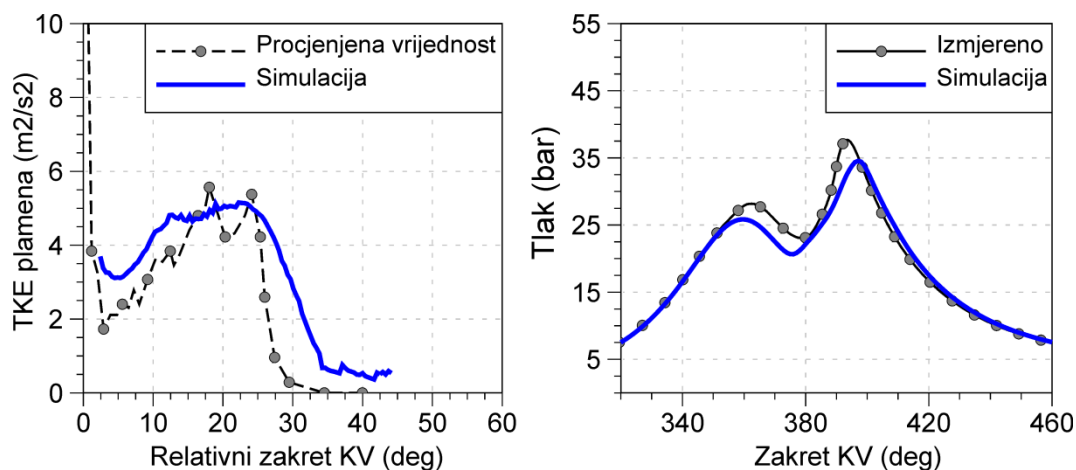
Za razliku od jednozonskog i dvozonkog modela turbulencije koji se mogu koristiti u 0-D simulacijama radnog ciklusa motora, procijenjena razina turbulentne pulzacije brzine (Slika 22.) i turbulentne kinetičke energije prikazane na Slici 25. predstavljaju srednje vrijednosti tih veličina u fronti plamena jer definiraju brzinu zahvaćanja svježe smjese koje su upravo odvija na fronti plamena. U fazi razvijenog turbulentnog plamena, kada se ostvaruju vršne vrijednosti brzine oslobađanja topline, dolazi i do vršnih vrijednosti turbulentne kinetičke energije koje kontinuirano rastu porastom brzine vrtnje motora, a što pokazuje logičan slijed u skladu s podacima dostupnima iz literature.



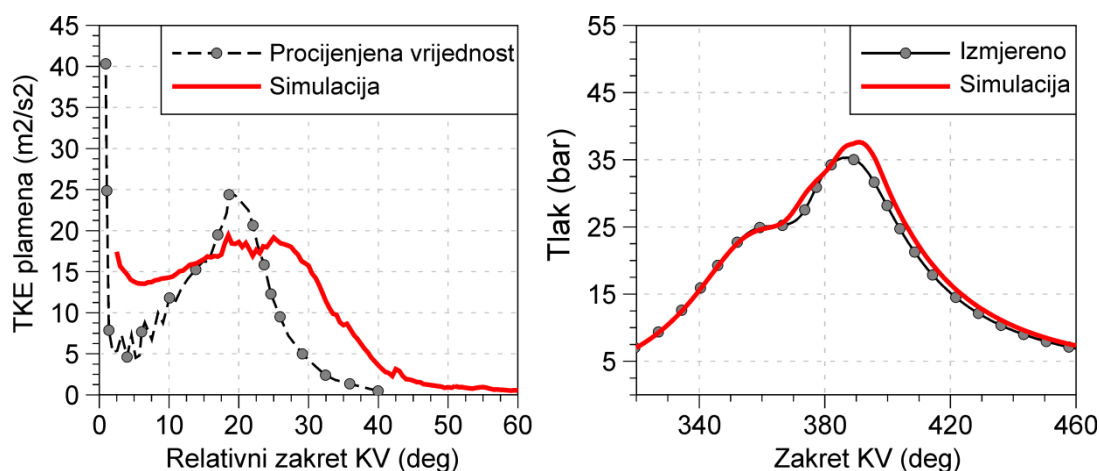
Slika 25. Procijenjena razina turbulentne kinetičke energije u fronti plamena za razmatrane radne točke

## 9. PRIMJER KALIBRACIJE SIMULACIJSKOG MODELA

Kako bi se pokazala svrha procjene razine turbulentne kinetičke energije u fronti plamena provedena je kalibracija i usporedba karakterističnih rezultata za 2 odabrane radne točke motora, a to su točke RT1 (brzina vrtnje je 1000 min<sup>-1</sup>) i RT3 (brzina vrtnje je 2000 min<sup>-1</sup>). Za modeliranje turbulencije primijenjen je dvozonski k-ε model [1], a za proračun izgaranja korišten je novo razvijeni kvazidimenzijski model baziran na tzv. *flame tracking* pristupu [9]. Za proračun slobodne površine plamena i volumena izgorjele zone u postupku izračuna procijenjenih vrijednosti te u simulacijskom modelu korišten je isti pristup opisan unutar 3. poglavlja. Na Slici 26. prikazane su usporedbe rezultata turbulencije i tlaka za radnu točku RT1, dok su na Slici 27. uspoređeni rezultati za radnu točku RT3.



Slika 26. Usporedba procijenjene i simulacijske razine TKE u plamenu (lijevo) i usporedba izmjenog i simuliranog profila tlaka u cilindru motora (desno) za RT1



Slika 27. Usporedba procijenjene i simulacijske razine TKE u plamenu (lijevo) i usporedba izmjenog i simuliranog profila tlaka u cilindru motora (desno) za RT3



Za obje radne točke primijenjen je jedinstven skup kalibracijskih konstanti za model turbulencije i izgaranja. Iz usporedbe rezultata prikazane na dijagramima na Slikama 26 i 27 može se zaključiti da simulacijski model vrlo dobro predviđa referentne vrijednosti, posebno zbog toga što pojedine konstante simulacijskog modela nisu podešavane na pojedinim radnim točkama. Određena odstupanja između simulacije i referentnih vrijednosti (procijenjenih ili izmjerenih) su očekivana uslijed nekoliko uzroka:

- U simulacijskom modelu za proračun izgaranja laminarna brzina širenja plamena nije aproksimirana prema korelaciji [3] korištenoj u izračunu procijenjenih vrijednosti već se koriste tabelirani podaci iz detaljnih 3-D CFD proračuna.
- U simulacijskom modelu integralna duljina turbulentnih vrtloga je proporcionalna trenutnoj visini cilindra, ali se kontrolom približavanja pojedinih točaka plamena prema stijenkama cilindra reduciraju integralne duljine vrtloga što uzrokuje razliku u pretpostavljenoj (dijagram na Slici 23.) i simulacijskoj integralnoj duljini vrtloga.
- U procjeni turbulentne brzine širenja plamena i razine TKE uveden je aproksimacijski izraz (jednadžba 15) za gustoću neizgorjele zone, dok se u simulaciji koristi dvozonski pristup.
- Odstupanje izmjerenog i simulacijskog profila tlaka u području GMT prije nego što je započela inicijacija izgaranja preskakanjem iskre na svjećici uzrokovano je niskotemperaturnim oslobađanjem topline (engl. *Low Temperature Heat Release*) koje ne može biti obuhvaćeno primijenjenim simulacijskim modelom.

## 10. ZAKLJUČAK

U ovom radu prikazan je razvoj procedure za procjenu razina turbulentne brzine širenja plamena i turbulentne kinetičke energije u fronti plamena u Ottovom motoru iz izmjerenog profila tlaka. Posebnost ovoga postupka je ta što se relativno jednostavnim mjernim uređajem, odnosno senzorom tlaka može izmjeriti tlak u cilindru motora za vrijeme njegovog rada. Eksperimentalno mjerenje pulzacije brzine, odnosno razine turbulentne kinetičke energije u cilindru motora je komplicirano i zahtijeva skupocjene mjerne uređaje.

Pokazano je da se ovakvim postupkom procjene može dovoljno precizno utvrditi turbulentna brzina plamena pri izgaranju, što znači da je i turbulentna pulzacija brzine prihvatljivih rješenja jer se računa pomoću turbulentne brzine plamena. Nadalje, prikazano je kako turbulentna brzina raste povećanjem brzine vrtnje motora. Razvijeni postupak za procjenu razine turbulentne brzine širenja plamena i TKE u fronti plamena moguće je primijeniti na Ottovim motorima pogonjenih benzinom koji rade s predmiješanom homogenom smjesom. Osim toga, za veću točnost procjene razmatranih veličina poželjno je razmatrati radne točke u kojima nema niskotemperaturnog oslobađanja topline niti intenzivnog detonantnog izgaranja.

Procijenjene vrijednosti turbulentne kinetičke energije mogu se koristiti za kalibraciju konstanti simulacijskog modela Ottovog motora kao što je i pokazano na primjeru dvije radne točke motora korištenog u ovoj analizi.

## LITERATURA

- [1] Sjerić, M.: New Physically Based Sub-models for the Cycle-simulation of Spark-ignition Engine, Doktorski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2014.
- [2] Heywood, J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Inc., New York, 1988.
- [3] Metghalchi M., Keck, J. C.: Laminar Burning Velocity of Propane-Air Mixtures at High Temperature and Pressure, Combustion and Flame, Vol. 38, pp. 143-154, 1980.
- [4] Frolov, S. M., Ivanov, V. S., Basevich, V. Ya., Belyaev, A. A., Basara, B., Priesching, P., Suffa, M.: Flame Tracking – Particle Method for 3D Simulation of Normal and Abnormal (Knocking) Operation of Spark-ignition Automotive Engines, International Automotive Conference, Beograd, 2015.
- [5] Mahalec, I., Lulić, Z., Kozarac, D.: Motori s unutarnjim izgaranjem, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2012.
- [6] Ebrahimi, R.: Effect of specific heat ratio on heat release analysis in a spark ignition engine, Scientia Iranica B, Vol. 18 (6), pp. 1231–1236, 2011.
- [7] AVL BOOST- Users Guide, version 2013
- [8] Sjerić, M., Kozarac, D., Schuemie, H.: A New Quasi-Dimensional Flame Tracking Combustion Model for SI Engines, Proceedings of AVL International Simulation Conference 2017, 27<sup>th</sup> – 29<sup>th</sup> June 2017, Graz, Austria.
- [9] <https://hr.wikipedia.org/wiki/Ikosaedar>
- [10] <https://hr.wikipedia.org/wiki/Steradijan>
- [11] Kaurić, M.: Utjecaj oblika prostora izgaranja na performanse Ottovog motora, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2017.
- [12] <http://www.hatz-diesel.com/en/products/diesel-engines/d-series/1d81/>
- [13] Božić, M., Vučetić, A., Kozarac, D., Lulić Z.: Experimental Investigation of Sources of Influence of Exhaust Gas Recirculation on the Spark Ignition Combustion, 12th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems – SDEWES, Dubrovnik, 2017.
- [14] Mrzljak V.: Quasidimensional Model for Numerical Simulations of Marine Two-stroke Diesel Engine

- 
- [15] Guelder Ö.L.: Turbulent premixed flame propagation models for different combustion engines. Proc. Comb. Inst. 1990; 23: 743-750

## **PRILOZI**

I. CD-R disc