

# TEHNIČKO REŠENJE

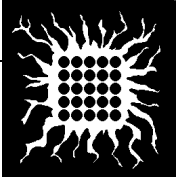
## Metod i programski paket za obradu indikatorskog dijagrama motora

VRSTA TEHNIČKOG REŠENJA	Nova metoda i programski paket za analizu procesa sagorevanja u motoru na bazi snimljenog toka pritiska u cilindru (M81=8)
AUTORI TEHNIČKOG REŠENJA	Miroljub Tomić, Zoran Jovanović, Dragan Knežević, Zoran Masoničić, Željko Šakota, Siniša Dragutinović
NAZIV TEHNIČKOG REŠENJA	Metod i programski paket za obradu indikatorskog dijagrama motora
ZA KOGA JE TEHNIČKO REŠENJE RAĐENO	Za potrebe ispitivanja motora u laboratoriji Centra za motore i vozila
GODINA IZRADE TEHNIČKOG REŠENJA	2014
VERIFIKACIJA REZULTATA	Prof. dr Stojan Petrović Dr Borislav Grubor, naučni savetnik
KO JE PRIHVATIO TEHNIČKO REŠENJE	Naučno veće Instituta za nuklearne nauke Vinča

### 1. UVOD

Klasični zahtevi: velika snaga, oblik krive momenta, trajnost, pouzdanost, niska proizvodna cena, itd. su u savremenoj motornoj industriji i dalje veoma važni ali nisu dovoljni u modernom razvoju motora. Potrošnja goriva, izduvna emisija i emisija buke postali su važni parametri, ne samo u smislu konkurentnosti motora, već su takođe podvrgnuti zakonskoj regulativi koja postaje sve oštrija svakih nekoliko godina. Da bi se ispunili svi ovi zahtevi potrebna su sveobuhvatna znanja o kompleksnim hemijskim i fizičkim procesima koji se odigravaju tokom transformacije energije u radnom prostoru motora, u cilju karakterizacije kompleksnih uticaja i pronalaska pravaca poboljšanja i optimizacije procesa, i, po mogućstvu, izbegavanja neželjenih efekata.

Sagorevanje u motoru je ključni proces koji krucijalno utiče na performanse motora (snagu, moment, specifičnu potrošnju goriva), kao i na ekološke karakteristike motora, tj. izduvnu emisiju i emisiju buke. Snaga, moment i potrošnja goriva se normalno mere tokom ispitivanja motora, i, ako je potrebno, sastav izduvnih gasova, buka itd., tako da se globalna efikasnost motora može utvrditi. Međutim, sofisticiranije informacije o događanjima u cilindru su potrebne kako bi se dobio uvid u izvore i distribuciju gubitaka energije, formiranja toksičnih komponenti izduvnih gasova i sl.



## 2. OBLAST NA KOJU SE ODNOSI TEHNIČKO REŠENJE

Jedan od najčešće korišćenih načina za dobijanje neophodnih informacija o radnom procesu je snimanje toka pritiska u cilindru, ili tzv. „indikatorskog dijagrama motora“. Čak i bez dalje obrade, snimak toka pritiska pruža dragocene informacije o procesu u cilindru, npr.: maksimalni pritisak i njegova pozicija, gradijent porasta pritiska (koji bazično utiče na emitovanu buku sagorevanja) itd. Inženjer istraživač i konstruktor motora mogu dobiti detaljnije informacije termodinamičkom obradom snimljenog indikatorskog dijagrama što je predmet ovog tehničkog rešenja.

## 3. TEHNIČKI PROBLEM

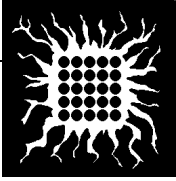
Informacije o procesu sagorevanja i gubicima u toku njega zahtevaju vrlo kompleksnu analizu snimljenog toka pritiska u cilindru. Tok oslobađanja toplote u diferencijalnom obliku (brzina oslobađanja toplote) i integralnom obliku (količina oslobođene toplote od početka procesa do posmatranog trenutka), često se nazivaju i „zakon sagorevanja“. Zakon sagorevanja i prosečna temperatura u cilindru su glavni rezultati analize snimljenog indikatorskog dijagrama.

## 4. STANJE U SVETU

Važnost informacija koje se mogu dobiti iz snimljenog indikatorskog dijagrama motora prepoznata je od najranijeg perioda razvoja motora. Inženjeri i naučnici su pridavali veliki značaj termodinamičkoj analizi indikatorskog snimljenog toka pritiska čak i u vreme kada su eksperimentalna opitna oprema i mogućnosti proračuna bile limitirane. Rane publikacije iz ove oblasti potiču od Neumann-a, Zinner-a i List-a koji su uveli vrlo realistične termodinamičke osobine gasova u cilindru. Mogućnosti za kompleksnije analize i samim tim i interes istraživača je znatno porastao kada su uvedeni digitalni računari u modeliranje i proračun radnog procesa motora. Razvoj i primena digitalnih sistema za laboratorijsku akviziciju podataka su dalje znatno unapredili mogućnosti snimanja brzopromenljivih motorskih veličina, u koje spada i tok pritiska u cilindru, povećavajući značajno tačnost snimljenih podataka.

Sa uvođenjem digitalnih kompjutera u modeliranje radnog procesa motora, pojavile su se kompjuterski orijentisane metode analize snimljenog indikatorskog dijagrama, koje su istovremeno objavljene i publikovane. Dobro su poznati radovi Vibe-a i Woschni-a, ali najkomletniju metodu analize su predstavili Krieger i Borman i njihova metoda je postala u neku ruku referentna za termodinamičku analizu indikatorskog dijagrama motora. Još jedan značajno kompleksan rad je u ovoj oblasti prezentovan od strane domaćeg naučnika Jankova, mada je i ovde kao i kod Krieger-a i Borman-a prvenstveno primenjen na analizu radnog procesa dizel motora. Dobar pregled brojnih pristupa ovom problemu uz odgovarajuću diskusiju može se naći kod Heywood-a.

Ipak, i sa modernom opitnom opremom i računskim mogućnostima, snimanje indikatorskog dijagrama i njegova termodinamička analiza ostaju vrlo osetljiv i zahtevan posao koji je podložan brojnim mogućim greškama.



#### 4.1. Teorijske osnove termodinamičke obrade indikatorskog dijagrama

Komora sagorevanja motora kao otvoreni termodinamički sistem je šematski prikazana na slici 1. Osnovna jednačina kod svih pristupa je prvi zakon termodinamike za otvoreni termodinamički sistem u obliku:

$$dQ = dU + pdV \quad (1)$$

Ovde je  $dQ$  elementarna promena energije koja ulazi/izlazi iz sistema (izuzev kinetičke energije koja je zanemarena),  $dU$  je elementarna promena unutrašnje energije sadržaja cilindra i  $pdV$  elementarni mehanički rad predat klipju.

Diferencijal  $dQ$  se sastoji od toplote oslobođene sagorevanjem goriva  $dQ_g$ , toplote razmenjene sa zidovima radnog prostora  $dQ_w$  i energija koje su unete/iznete posredstvom masa koje su unete/ iznete kroz granice sistema  $Sh_i dm_i$ , gde je  $h_i$  entalpija a  $dm_i$  elementarna promena mase. Tako se može pisati:

$$dQ = dQ_g - dQ_w + \sum_i h_i dm_i \quad (2)$$

Promena unutrašnje energije se dalje može razviti kao:

$$dU = d(m \cdot u) = m \cdot du + u \cdot dm \quad (3)$$

Zamenjujući jednačina (2) i (3) u (1), elementarna količina toplote oslobođene sagorevanjem se može izraziti kao:

$$dQ_g = mdu + pdV + udm - \sum_i h_i dm_i + dQ_w \quad (4)$$

Pošto se razmatra visokopritisni deo ciklusa, usisni i izduvni ventil su zatvoreni i kroz njih nema protoka mase. Ako nema ubrizgavanja goriva (slučaj oto motora kada nema ubrizgavanja u toku kompresije) postoji samo protok mase kroz nezaptivena mesta, odnosno kroz procep izmeđuklipa i cilindra  $dm_{pr}$ . U tom slučaju član koji reprezentuje elementarnu promenu mase sistema postaje:

$$dm = -dm_{pr} ; \sum_i h_i dm_i = -h dm_{pr} \quad (5)$$

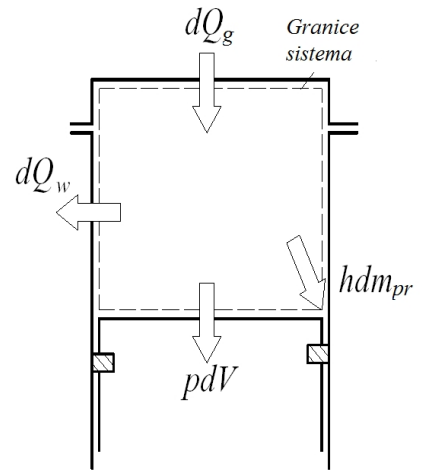
Kod dizel motora i oto motora sa direktnim ubrizgavanjem goriva u toku kompresije razmatrani član postaje:

$$dm = dm_g - dm_{pr} ; \sum_i h_i dm_i = h_g dm_g - h dm_{pr} \quad (6)$$

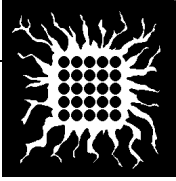
Termička entalpija ubrizganog goriva je veoma mala ( $h_g \approx 0$ ) u poređenju sa njegovom donjom toplotnom moći  $H_d$  i može se zanemariti dok promena mase u cilindru usled ubrizgavanja goriva može biti nekoliko procenata na punom opterećenju. Uvođenjem jednačine (6) jednačina (4) posle sređivanja postaje:

$$dQ_g = mdu + pdV + udm_g + (h - u)dm_{pr} + dQ_w \quad (7)$$

ili ako se izrazi po uglu kolena kolenastog vratila:



Slika 1-Cilindar motora kao otvoreni termodinamički sistem



$$\frac{dQ_g}{d\alpha} = m \frac{du}{d\alpha} + p \frac{dV}{d\alpha} + u \frac{dm_g}{d\alpha} + (h-u) \frac{dm_{pr}}{d\alpha} + \frac{dQ_w}{d\alpha} \quad (8)$$

U daljem izvođenju je neophodno uvesti jednačinu stanja idealnog gasu u diferencijalnoj formi:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T$$
$$\frac{1}{p} \frac{dp}{d\alpha} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\alpha} = \frac{1}{m} \frac{dm}{d\alpha} + \frac{1}{R} \frac{dR}{d\alpha} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\alpha} \quad (9)$$

Generalno, termodinamičke osobine gasa u cilindru zavise od pritiska, temperature i sastava gasa. Sastav gasa pre sagorevanja (smeša goriva i vazduha ili čist vazduh sa produktima sagorevanja iz predhodnog ciklusa) i posle sagorevanja (produkti sagorevanja), zavisi od sastava goriva i sastava smeše koji se reprezentuje koeficijentom viška vazduha -  $\lambda = m_a/m_g L_0$ . Generalno se može pisati:

$$u = u(p, T, \lambda) \quad \text{and} \quad R = R(p, T, \lambda)$$
$$\frac{du}{d\alpha} = \frac{\delta u}{\delta p} \frac{dp}{d\alpha} + \frac{\delta u}{\delta T} \frac{dT}{d\alpha} + \frac{\delta u}{\delta \lambda} \frac{d\lambda}{d\alpha} \quad \text{i} \quad \frac{dR}{d\alpha} = \frac{\delta R}{\delta p} \frac{dp}{d\alpha} + \frac{\delta R}{\delta T} \frac{dT}{d\alpha} + \frac{\delta R}{\delta \lambda} \frac{d\lambda}{d\alpha} \quad (10)$$

Posle zamene (9) i (10) u (8), jednačina (8) daje zakon oslobađanja toplote sagorevanjem u diferencijalnoj formi ili brzinu oslobađanja toplote. Numeričkim rešavanjem jednačine (8) dobija se zakon dovođenja toplote u integralnoj formi. Snimljeni tok pritiska u cilindru daje  $p(\alpha)$  i  $dp/d\alpha$  dok početna masa u cilindru  $m_0$  i koeficijent viška vazduha  $\lambda$  moraju biti poznati. Takođe, potrebni su odgovarajući modeli za termodinamičke osobine gasa i razmenu toplote sa zidovima radnog prostora  $dQ_w/d\alpha$ . U slučaju oto motora gde se sagorevanje odvija u uslovima približno homogene smeše, često se posmatra brzina sagorevanja mase smeše  $dm_{gs}/d\alpha$ , pri čemu je veza jednostavna:

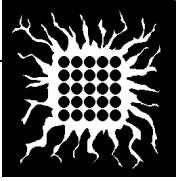
$$\frac{dQ_g}{d\alpha} = H_d \frac{dm_{gs}}{d\alpha} \quad (11)$$

U cilju jednostavnijeg upoređenja rezultata kod različitih motora često se posmatraju normalizovane vrednosti za integralni i diferencijalni zakon oslobađanja toplote:

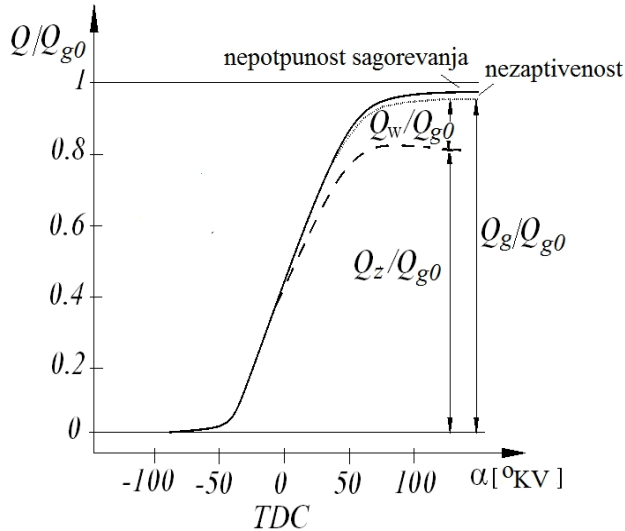
$$x = \frac{Q_g}{Q_{g0}} \quad , \quad \frac{dx}{d\alpha} = \frac{1}{Q_{g0}} \frac{dQ_g}{d\alpha} \quad (12)$$

gde je:  $Q_{g0} = m_{g0} \cdot H_d$ ;  $m_{g0}$  – ciklusna količina goriva,  $H_d$  – donja toplotna moć goriva..

U izrazima za termodinamičke osobine radnog gasa (10) sastav gasa se izražava preko koeficijenta viška vazduha  $\lambda$ . Ako se primeni jednostavan model sastav produkata sagorevanja zavisi od sastava goriva i koeficijenta viška vazduha i može se dobiti na bazi stehiometrijskih jednačina sagorevanja. Sveobuhvatniji modeli podrazumevaju hemijsku ravnotežu hemijskih reakcija ili hemijsku kinetiku, omogućavajući i obuhvatanje uticaja disocijacije i sl. Ipak, primena složenih modela je važnija npr. u slučaju izračunavanja toksičnih komponenti izduvnih gasova, dok je njihov uticaj na globalne termodinamičke osobine radnog gasa (gasnu konstantu unutrašnju energiju, specifične toplote) relativno mali. Razmena toplote sa zidovima radnog prostora se može modelirati korišćenjem poznate Newton-ove relacije za konvektivni prelaz toplote. Pošto je kod ispravnog zaptivanja u motoru efekat propuštanja



gasa kroz nezaptivena mesta (između klipa i cilindra) veoma mali, to se može primeniti neki jednostavan model, ili češće, taj efekat zanemariti, bez značajnijeg uticaja na tačnost proračuna.



Slika 2–Raspodela integralnog toka oslobađanja toplote

Na slici 2 je prikazana generalna distribucija integralnog (kumulativnog) zakona oslobađanja toplote u normalizovanom obliku (veličine su svedene na ukupnu količinu hemijske energije dovedene ciklusnom količinom goriva,  $Q_{g0}=m_{g0}.H_d$ ). Isprekidana linija prikazuje količinu toplote predatu radnom medijumu  $Q_z/Q_{g0}$ . Dodatak toplote razmenjene sa zidovima radnog prostora  $Q_w/Q_{g0}$  i energije iznete kroz nezaptivena mesta  $hm_{pr}$  daje ukupnu toplotu oslobođenu sagorevanjem goriva  $Q_g/Q_{g0}$ . Ostatak do linije 1 čini nepotpunost procesa sagorevanja, odnosno hemijska energija koju sadrže produkti nepotpunog sagorevanja.

## 5. OBJAŠNJENJE SUŠTINE TEHNIČKOG REŠENJA

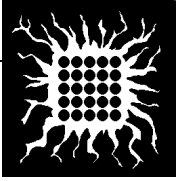
Borman i Krieger su sproveli analizu senzitivnosti za određene pretpostavke i nepoznanice pri čemu je utvrđeno da su efekti disocijacije zanemarljivi i da je takođe efekat nezaptivenosti veoma mali. To omogućava značajna pojednostavljenja jednačina (8), (9) i (10), ali opisani model ipak ostaje vrlo kompleksan i kao takav nedovoljno komforan za inženjersku praksu.

Indikatorski dijagram snimljen putem sistema za akviziciju podataka je niz vrednosti pritiska snimljenih u nizu diskretnih položaja kolenastog vratila. Niz snimljenih podataka pritisak-ugao se lako može transformisati u podatke pritisak-zapremina. Pošto moderni sistemi za akviziciju podataka u sprezi sa davačima signala ugla kolenastog vratila omogućavaju ugaoni inkrement sa vrlo finom rezolucijom, promene pritiska i zapremine u datom ugaonom intervalu su veoma male. To omogućava da se promene između dve uzastopne snimljene tačke posmatraju kao elementarne, pri čemu je greška u razumnim granicama.

Metod koji je razvijen i opisan u daljem tekstu je vrlo jednostavan i lak za programiranje, ali, kako je i analizom tačnosti pokazano, sa rezultatima koji se veoma malo razlikuju od kompleksnih modela. Njegova upotreba je toliko jednostavna i niskim zahtevima u pogledu računskog vremena, da se lako može uključiti u sistem kontrole pri ispitivanju motora, omogućavajući „on line“ informacije o procesu sagorevanju u motoru.

## 6. OPIS TEHNIČKOG REŠENJA

Za vreme promene stanja gasa između dve uzastopne tačke 1 i 2 (slika 3), mala količina hemijske energije goriva  $\Delta Q_g$  je oslobođena u vidu toplote. Ako zanemarimo gubitak mase usled nezaptivenosti,



oslobođena toplota je jednim delom predata gasu (utrošena na zagrevanje gasa)  $\Delta Q_z$ , i drugim delom predata zidovima radnog prostora  $\Delta Q_w$ , tako da je:

$$\Delta Q_g = \Delta Q_z + \Delta Q_w \quad (13)$$

Količine toplote  $\Delta Q_z$  i  $\Delta Q_w$  se mogu odrediti na pojednostavljen ali dovoljno tačan način.

### 6.1. Toplota predata gasu

Realan proces, koji je na slici 3 predstavljen između tačaka 1 i 2, može se virtualno podeliti u dva koraka. Prvi korak je adijabatska izentropska ekspanzija (ili kompresija ako se posmatra proces pre SMT) od tačke 1 do tačke 2s (od zapremine  $V_1$  do zapremine  $V_2$ ) bez predaje toplote gasu (izentropski proces). U drugom koraku se toplota oslobođena sagorevanjem predaje gasu pri izohorski ( $V_2 = \text{const.}$ ). Potrebni parametri u karakterističnim tačkama mogu se dobiti iz jednačine stanja idealnih gasova i jednačine za izentropsku promenu stanja. Ako se gas posmatra kao idealan, što nije daleko od realnog procesa, može se pisati:

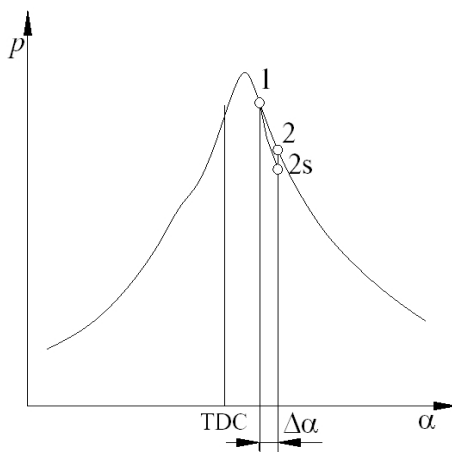
$$p_{2s} = p_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa ; \quad \kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (14)$$

$$T_1 = \frac{p_1 \cdot V_1}{m \cdot R} ; \quad T_2 = \frac{p_2 \cdot V_2}{m \cdot R} \quad (15)$$

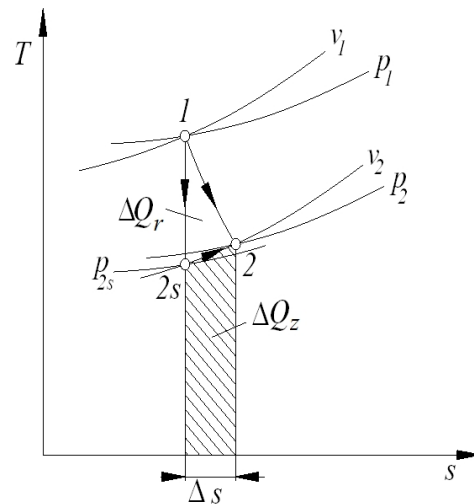
$$T_{2s} = \frac{p_{2s} \cdot V_2}{m \cdot R} = \frac{p_1 \cdot V_1^\kappa \cdot V_2^{1-\kappa}}{m \cdot R} \quad (16)$$

$$\Delta Q_z = \Delta Q|_1^2 = m \cdot c_v (T_2 - T_{2s}) = \frac{c_v}{R} \cdot V_2 (p_2 - p_{2s}) \quad (17)$$

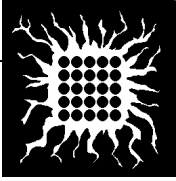
Na kraju, posle zamene, dobija se količina toplote oslobođena sagorevanjem i predata gasu između tačaka 1 i 2 u formi:



Slika 3-Snimljeni indikatorski dijagram; promena stanja gasa od tačaka 1 do 2



Slika 4-Promena stanja gasa od tačke 1 do 2 u T-s dijagramu



$$\Delta Q_z = \frac{c_v}{R} \cdot V_2 \left[ p_2 - p_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k \right] \quad (18)$$

Opisana transformacija je očigledna u T-s dijagramu prikazanom na slici 4 gde je količina toplote određena jednačinom (18) šrafirana. Za izračunavanje količine toplote preko izraza (18) potrebno je, osim snimljenih vrednosti pritiska  $p_1$  i  $p_2$  i poznatih zapremina  $V_1$  i  $V_2$ , i poznavanje gasne konstante  $R$  i specifične toplote pri konstantnoj zapremini  $c_v$  za gas u cilindru motora.

Gasna konstanta se može uzeti za idealne gasove, pri čemu se pravi zanemarljiva greška. U slučaju dizel motora, pre sagorevanja sadržaj cilindra je mešavina čistog vazduha i zaostalih produkata sagorevanja iz prethodnog ciklusa, dok se nakon procesa sagorevanja radi o produktima sagorevanja. Kod oto motora pre sagorevanja radni gas je mešavina vazduha, zaostalih produkata sagorevanja i pare goriva, a nakon sagorevanja se radi o produktima sagorevanja. Gasna konstanta čistog vazduha iznosi 287 (J/kgK) a za produkte sagorevanja se može lako izračunati razmatrajući teorijski-stehiometrijski sastav produkata sagorevanja koji zavisi od sastava goriva i koeficijenta viška vazduha  $\lambda$ . Ako se za sastav goriva kod oto motora uzme oktan  $C_8H_{18}$  a kod dizel motora cetan  $C_{16}H_{34}$ , izračuna teorijski sastav produkata sagorevanja (na bazi stehiometrije) za različite vrednosti  $\lambda$ , i zatim izračuna gasna konstanta gasne mešavine, onda se na bazi regresije rezultata dobijaju sledeći izrazi za gasnu konstantu produkata sagorevanja:

$$\begin{aligned} R_{pr} &\approx 372.6 - 82.7 \cdot \lambda \quad (\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}) \quad \text{za oto motore pri radu sa bogatom smešom } (\lambda < 1) \\ R_{pr} &\approx 290.65 - 0.5 \cdot \lambda \quad (\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}) \quad \text{za dizel motore i oto motore pri radu sa} \end{aligned} \quad (19)$$

stehiometrijskom i siromašnom smešom ( $\lambda \Rightarrow 1$ ).

Za oto motore se za smešu pare goriva i vazduha (pre sagorevanja) može koristiti izraz:

$$R_{sm} = \frac{8314}{28.96 + \frac{85.04}{1 + 59.5 \cdot \lambda}} \quad (\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}) \quad (20)$$

Za Specifičnu toplotu pri konstantnoj zapremini  $c_v$  mogu se koristiti sledeći jednostavni izrazi:

$$c_v = 692 + 0.15 \cdot T + \frac{1}{\lambda} (17.5 + 0.1094 \cdot T) \quad (\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}) \quad \text{za dizel motore i oto motore pri}$$

radu sa stehiometrijskom i siromašnom smešom ( $\lambda \Rightarrow 1$ ).

$$c_v = 558.62 + 0.3669 \cdot T + \frac{1}{\lambda} (150.88 - 0.10747 \cdot T) \quad (\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}) \quad \text{za oto motore pri radu sa}$$

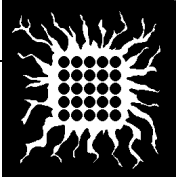
bogatom smešom ( $\lambda < 1$ ) (21)

## 6.2. Toplota razmenjena sa zidovima radnog prostora

Za konvektivni prelaz toplote na zidove komore sagorevanja može se koristiti poznati Newton-ov izraz:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha_w \cdot A_w (T - T_w) \quad (22)$$

gde je  $\alpha_w$  koeficijent prelaza toplote (prosečna vrednost za posmatranu površinu),  $A_w$  je razmatrana površina zida komore,  $T$  srednja temperatura gasa i  $T_w$  srednja temperatura zida komore. Prenos toplote



na zidove komore sagorevanja se obično posmatra posebno za karakteristične delove komore, s obzirom da oni imaju značajno različite temperature. Pri tome se za koeficijent prelaza toplote obično uzima prosečna srednja vrednost za celu komoru sagorevanja zbog nedostatka pouzdanih podataka za posebne delove komore.

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha_w \sum_i A_{wi} (T - T_{wi}) \quad (23)$$

Obično se kao posebni delovi u izrazu (23) posmatraju čelo klipa, glava motora i cilindarska košuljica, kod koje se uzima u obzir promena temperature po visini. Uzimajući navedeno u obzir, količina toplote koja je između posmatranih tačaka 1 i 2 razmenjena sa zidovima radnog prostora iznosi:

$$\Delta Q_w = \left[ \alpha_w \sum_i A_{wi} (T - T_{wi}) \right] \Delta t = \left[ \alpha_w \sum_i A_{wi} (T - T_{wi}) \right] \frac{\Delta \alpha}{6 \cdot n} \quad (24)$$

gde je  $\Delta \alpha$  ugaoni inkrement a  $n$  broj obrtaja motora ( $\text{min}^{-1}$ ).

Koeficijent prelaza toplote  $\alpha_w$  je veoma delikatna veličina za tačno definisanje i da postoji dosta izraza za njegovo određivanje, kao rezultat istraživanja velikog broja autora, ali koji ipak nemaju univerzalni karakter. Može se npr. koristiti relacija koju je predložio Hoenberg:

$$\alpha_w = 0,013 V^{-0,06} p^{0,8} T^{-0,4} (c_m + 1,4)^{0,8}, \quad [\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}] \quad (25)$$

gde je:

$V$ - trenutna zapremina radnog prostora

$p$ - pritisak i temperatura gasa u cilindru motora

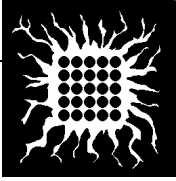
$c_m$  - srednja brzina klipa;  $c_m = \frac{S n}{30} (\text{m/s})$ ;  $S(\text{m})$  - hod klipa;  $n (\text{min}^{-1})$ - broj obrtaja motora.

U program za proračun toka oslobođanja toplote realizovan na bazi izloženog modela ugrađeni su i drugi poznati modeli za koeficijent prelaza toplote koji se mogu alternativno koristiti, npr. relacije Vošnja i Ananda. Treba ipak reći da je proračunata razmenjena toplota između gasa i zidova radnog prostora ipak više procena nego pouzdan rezultat u apsolutnom iznosu. Prvo, koji god model za koeficijent prelaza toplote da se koristi, on je baziran na ograničenom broju eksperimentalnih podataka i teško može biti univerzalan za sve kategorije motora. Drugo, tačne temperature zidova radnog prostora nisu poznate. Njihovo direktno merenje je vrlo zahtevan i komplikovan posao, teško ostvariv kod normalnog ispitivanja motora. Te temperature se obično procenjuju na bazi literaturnih podataka ali takve procene su dosta nepouzdate za konkretan slučaj jer se literaturni podaci uglavnom odnose na maksimalne vrednosti za određene kategorije motora, a temperature zidova se menjaju sa promenom režima rada motora. Iz navedenih razloga proračunati prelaz toplote sa gasa na zidove radnog prostora se često koriguje kako bi se dobio logičan rezultat, npr. dobro slaganje između izračunate oslobođene toplote na kraju procesa sagorevanja i hemijske energije goriva uvedene u motor ciklusnom količinom goriva.

### 6.3. Analiza tačnosti razvijenog metoda

Proračun količine toplote predate gasu  $\Delta Q_z$  preko izraza (18) je aproksimacija koja se najbolje može videti u T-s (temperatura – entropija) prikazanom na slici 4. Razlika između stvarne količine toplote predate gasu (proporcionalna površini ispod krive 1-2) i izračunate vrednosti (proporcionalna površini 1-2s-2-1) je obeležena kao  $\Delta Q_r$  (razlika). Ta razlika se može proceniti preko porasta entropise  $\Delta s$  (slika 4) koji je isti za realan proces 1-2 i razmatranu aproksimaciju 1-2s-2.



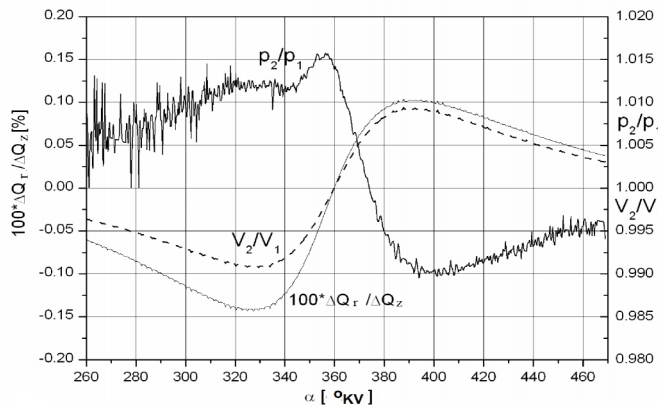


$$\Delta s \approx \frac{2 \cdot \Delta Q}{T_{2s} + T_2} \quad (26)$$

$$\Delta Q_r \approx \frac{T_1 - T_{2s}}{2} \cdot \Delta s = \Delta Q_z \frac{T_1 - T_{2s}}{T_2 + T_{2s}} \quad (27)$$

Posle zamene (15) i (16) u (27) greška se može izraziti kao

$$\Delta Q_r \approx \Delta Q_z \frac{\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\kappa-1} - 1}{\frac{p_2}{p_1} \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\kappa} + 1} \quad (28)$$



Slika 5 – Relativna greška proračuna količine toplote predate gasu između tačaka 1 i 2 korišćenjem opisanog metoda

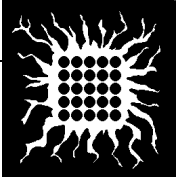
Greška je negativna pre SMT (izračunata  $\Delta Q$  je veća od realno predate količine toplote gasu) i pozitivna posle SMT (izračunata  $\Delta Q$  je manja od realno predate količine gasu). Očigledno je da najveći uticaj na relativnu grešku ima promena zapremine između tačaka 1 i 2. Što je manja promena zapremine manja je i greška proračuna. Za mali ugaoni inkrement uzorkovanja pritiska  $\Delta\alpha$  greška postaje zanemarljivo mala. Radi ilustracije na slici 5 je prikazan realan primer za podatke iz poglavlja 8. Za ugaoni inkrement  $\Delta\alpha=0.35156$  °KV (1024 uzorka po krugu kolenastog vratila) apsolutna vrednost relativne greške ne prelazi 0.15%.

Druge greške mogu biti prouzrokovane korišćenjem jednostavnih modela za termodinamičke osobine gasa, kao što su izrazi (19) do (21). Izvesna greška se takođe pravi prostim sumiranjem količina toplote razmenjenih između posmatranih tačaka umesto numeričkog rešavanja diferencijalnih jednačina. Ova vrsta grešaka se takođe minimizira smanjenjem ugaonog inkrementa uzorkovanja pritiska.

Ukupna tačnost rezultata je češće uslovljena drugom vrstom gešaka, npr. mogućim greškama snimljenog toka pritiska i njegovom sinhronizacijom sa uglom kolenastog vratila, odnosno, tačnim određivanjem položaja spoljne mrtve tačke (SMT) cilindra u kome se meri pritisak. Tačnost merenja protoka goriva i vazduha, procena količine zaostalih gasova u cilindru takođe utiču na ukupnu tačnost rezultata. Takođe, treba imati u vidu da su i modeli proračuna količine toplote razmenjene sa zidovima radnog prostora ograničene pouzdanosti kako je to već diskutovano.

## 7. KAKO JE REALIZOVANO TEHNIČKO REŠENJE

Na bazi izloženog modela proračuna količine toplote oslobođene između posmatranih diskretnih tačaka formiran je originalni fortran program za analizu snimljenog indikatorskog dijagrama motora. Osnovni ulazni podatak predstavlja snimljeni indikatorski dijagram motora, odnosno, tok pritiska u



cilindru u funkciji ugla kolenastog vratila u nizu diskretnih tačaka, sa dovoljno finom ugaonom rezolucijom. Ostale ulazne veličine praktično predstavljaju standardne merne veličine pri ispitivanju motora kao što su snaga, broj obrtaja, protok vazduha i goriva. Osim toga potrebne su konstruktive i geometrijske karakteristike motora kao i karakteristike upotrebljenog goriva. Kao što je već rečeno, praktično najmanje pouzdan deo predstavlja određivanje količine toplote razmenjene sa zidovima radnog prostora s obzirom da i vrednosti koeficijenta prelaza toplote i temperature zidova koji okružuju radni prostor predstavljaju procenjene vrednosti. Ovaj problem nije specifičnost izloženog metoda jer se i kod znatno složenijih modela u suštini koristi isti princip proračuna prelaza toplote.

Prezentovano tehničko rešenje je razvijeno u toku realizacije projekta TR 35042 finansiranog od strane Ministarstva za nauku i tehnološki razvoj i korišćeno je pri analizi procesa sagorevanja u dizel motoru pri pogonu sa različitim vrstama alternativnih goriva. Njegov univerzalni karakter omogućava primenu i u budućim istraživanjima procesa sagorevanja u motoru.

## 8. MOGUĆNOSTI PRIMENE TEHNIČKOG REŠENJA

Program ima univerzalni karakter i može se primeniti na svaki oto i dizel motor. U cilju ilustracije opisane medode ovde se prikazuju rezultati primene na jednom oto i jednom dizel motoru.

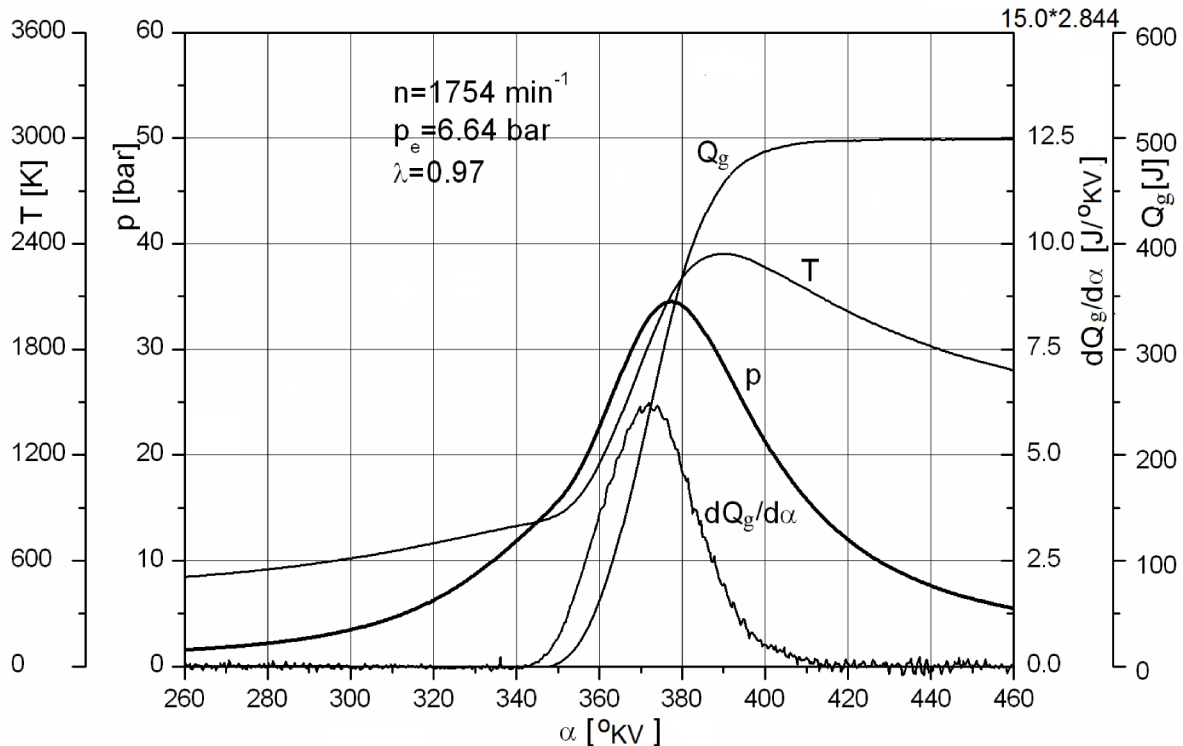
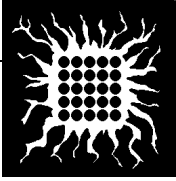
Tabela 1–Karakteristike ispitivanog oto motora    Tabela 2–Karakteristike opreme za indiciranje motora

Proizvođač	DMB Beograd
Tip motora	Oto, 100 GL
Prečnik/hod	65/68 mm/mm
Broj cilindara	4
Stepen kompresije	9
Max. snaga	30 kW/5600 min <sup>-1</sup>

Davač pritiska	AVL 8QP500C
Pojačivač punjenja	KISTLER 5001
Sistem za akviziciju	National Instruments NI-PXI 6123S
Davač ugla kol. vratila	DAAM CSAS-10
	Ugaona rezolucija: 1024 signala/obrt

Karakteristike ispitivanog oto motora prikazane su u tabeli 1. Dodatno na standardnu opitnu opremu pri ispitivanju motora (motorna kočnica sa sistemom za merenje momenta i broja obrtaja, sistemi za merenje protoka goriva i protoka vazduha, termometri za merenje temperature usisnog vazduha, izduvnih gasova, rashladnog sredstva, motornog uljai sl.) pridodata je oprema za snimanje toka pritiska u cilindru čija je specifikacija data u tabeli 2. Korišćen je vodom hlađen temperaturski kompenzovan piezoelektrični davač pritiska koje je ugrađen u glavu motora tako da ima direktan pristup u komoru sagorevanja prvog cilindra motora. Optički davač ugla sa 1024 signala po obrtaju postavljen je sa kolenasto vratilo motora. Signal pritiska je snimljen za 100 uzastopnih ciklusa i srednja vrednost je korišćena za termodinamičku analizu i određivanje zakona oslobađanja toplote pri sagorevanja.

Rezultati obrade snimljenog toka pritiska za jedan od ispitivanih režima rada motora prikazan je na slici 6 gde su pored snimljenog pritiska u cilindru  $p$ , prikazana brzina oslobađanja toplote  $dQ/d\alpha$ , integralni tok oslobađanja toplote  $Q$  i srednja temperatura gasova u cilindru  $T$  izračunata iz jednačine stanja. Kao što je rečeno analizirana je srednja vrednost od 100 uzastopnih ciklusa i nije prethodno primenjeno nikakvo ravnjanje (glačanje) snimljenog pritiska. Uprkos tome dobijena kriva  $dQ/d\alpha$  je dovoljno glatka iako je načelno vrlo osetljiva na varijacije pritiska usled šuma koji je uvek superponiran sa mernim signalom. Može se videti da sagorevanje počinje na oko 345 °KV i završava se na oko 415 °KV ili ako se posmatra opseg 5 do 95% sagorele mase goriva, to se realizuje u intervalu 350 do 400 °KV.



Slika 6- Rezultati analize indikatorskog dijagrama oto motora

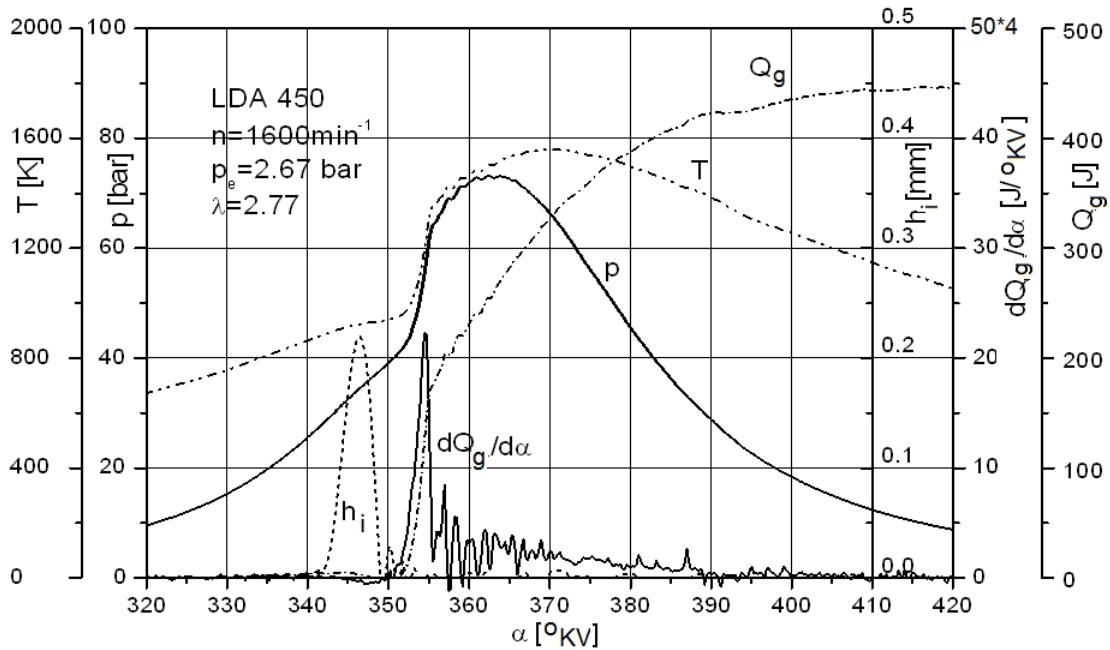
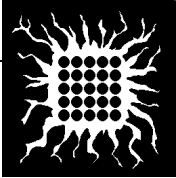
Tabela 3-Karakteristike ispitivanog dizel motora

Tip motora	LDA 450 dizel sa dir. ubrizg.
Proizvođač	DMB Beograd, FMM
Prečnik/hod	85 mm/80 mm
Broj cilindara	1
Stepen kompresije	17.5
Maksimalna snaga	7.3 kW/3600 min <sup>-1</sup>
Sistem hlađenja	vazdušno
Sistem ubrizgavanja	pumpa visokog pritiska, brizgač sa 4 mlaza

Eksperimentalna instalacija ispitivanog dizel motora slična je kao i u prethodnom slučaju, s tim što se razlikuje oprema za indiciranje motora. U ovom slučaju je korišćen piezoelektrični davač pritiska Kisler tip 7507 SN79399, davač ugla kolenastog vratila sa 180 signala po obrtaju i sistem za akviziciju podataka i kontrolu ADS 2000. Ugaoni inkrement od 2°KV softverski je deljen faktorom 8 tako da je uzorkovanje pritiska vršeno

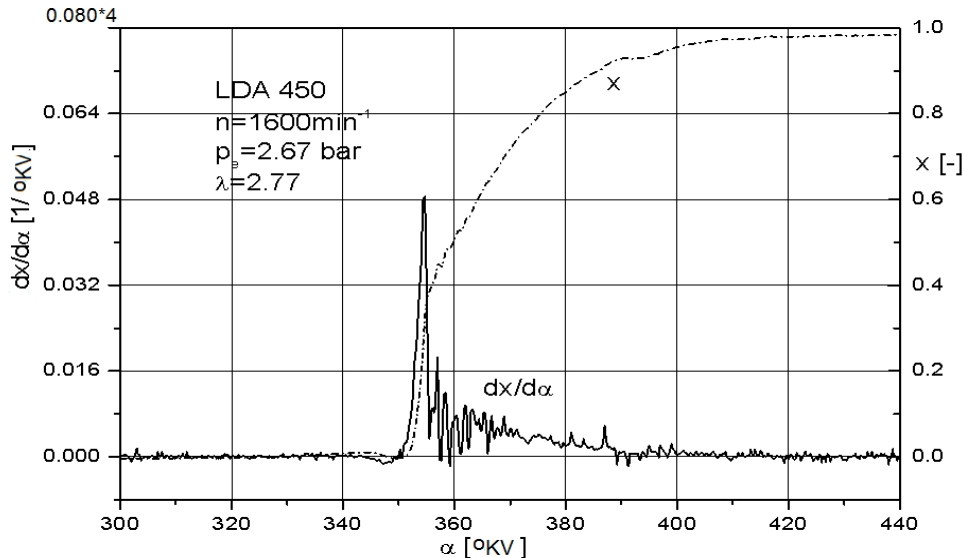
sa ugaonom rezolucijom od 0.25°KV. Uzorkovano je 50 uzastopnih ciklusa i termodinamička analiza je vršena za srednju vrednost. Karakteristike ispitivanog motora su date u tabeli 3.

Na slici 8 su prikazani snimljeni podaci i rezultati analize indikatorskog dijagrama za jedan od ispitivanih režima rada motora. Vidi se da analizirani snimak pritiska sadrži oscilacije kao posledicu šuma pri merenju uprkos osrednjavanju 50 ciklusa, što prouzrokuje značajne oscilacije u izračunatoj brzini oslobađanja toplote  $dQ_g/d\alpha$ . Uprkos tome jasno se može uočiti karakterističan tok brzine sagorevanja kod dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem sa izraženim pikom kao posledicom udarnog sagorevanja između 352 i 355 °KV i razvučeno difuzno sagorevanje u produžetku do oko 410°KV. Kako je istovremeno snimljeno i odizanje igle brizgača  $h_i$  (isperkidana linija), vidi se da period zakašnjenja upaljenja iznosi oko 10°KV. Negativni deo krive  $dQ_g/d\alpha$  posle početka ubrizgavanja do početka udarnog sagorevanja je posledica intenzivnog isparavanja ubrizganog goriva.



Slika 7-Rezultati analize indikatorskog dijagrama dizel motora

Na slici 8 prikazani su normalizovani podaci za diferencijalni tok oslobađanja toplote (brzinu oslobađanja toplote)  $dx/d\alpha = (1/Q_{g0})(dQ_g/d\alpha)$  i integralni tok oslobađanja toplote  $x = Q_g/Q_{g0}$ . Vidi se da finalna vrednost integralnog toka oslobađanja toplote  $x$  iznosi oko 0.98 što je sasvim logičan rezultat s obzirom da motor radi sa velikim viškom vazduha tako da je nepotpunost sagorevanja praktično zanemarljiva i razlika do vrednosti 1 je posledica više nepotpune zaptivenosti nego nepotpunog sagorevanja.



Slika 8-Normalizovani rezultati analize indikatorskog dijagrama dizel motora