

DOPRINOS ANALIZI PROCESA U CILINDRU MOTORA SUI

A Contribution to the IC Engine Cylinder Process Analysis

mr. sc. Maro Jelić, dipl. ing.

Pomorski odjel
Sveučilište u Dubrovniku

doc. dr. sc. Joško Dvornik, dipl. ing.

Pomorski fakultet
Sveučilište u Splitu

UDK 621.43

Sažetak

U radu je promatran proces u motoru SUI bez uobičajene zamjene izgaranja dovodom topline. Primjenom prvoga i drugog zakona termodinamike, proračunate su vrijednosti indiciranog tlaka tijekom procesa izgaranja ovisno o dinamici izgaranja goriva, to jest o kutu zakreta koljenastog vratila.

Uz indicirani tlak metoda primijenjena u radu omogućuje i proračun svih drugih termodinamičkih veličina tijekom cijelog procesa u cilindru stroja, uključujući i promjenu entropije zbog neravnotežnosti izgaranja. Izabrani primjer motora i procesa pritom nije posebno reprezentativan jer je sadržaj rada u razradi i demonstraciji rezultata termodinamičke metode proračuna.

Rad je baziran na radu [1], a učinjena pojednostavnjenja u ovome radu odnose se na zanemarivanje disocijacije molekula tijekom izgaranja, ali s otvorenom mogućnosti da se ona uzme u obzir. Prihvaćaju se geometrijske vrijednosti motora i radnih parametara iz [2], uz uporabu oktana C_8H_{18} kao goriva, pa se računa s nepotpunim izgaranjem u bogatoj smjesi.

Promatrajući proces izgaranja kreće se od sastava 1 koji predstavlja 100%-tnu smjesu goriva i zraka na standardnom stanju. Sam je proces podijeljen na 13 sastava koji predstavljaju različite smjese produkata i reaktanata od već rečenog sastava 1 do sastava 13, koji sadržava produkte izgaranja 100% izgorenoga goriva.

Za razliku od standardnih termodinamičkih analiza procesa u motorima SUI, ovdje se koristilo prvim i drugim zakonom za neravnotežne procese, da se dobije bitno potpuniji, ali i točniji uvid u proces.

Ključne riječi: izgaranje, motori SUI, gubitak rada, nepovrativost, indicirani tlak, izmijenjena toplina.

Summary

The process in IC engine with no common exchange of combustion by heat delivery has been analyzed in the paper. By applying the first and the second law of thermodynamics the values of indicated pressure during the combustion process depending on dynamics of fuel combustion, i. e. crank angle, have been calculated.

Besides indicated pressure, the method applied in the paper enables also the calculation of all other thermodynamic values during the process in the engine cylinder including the entropia change because of unbalanced combustion as well. The chosen example of the engine and the process in its connection is not particularly representative because the content of the paper has been worked out and it has been in demonstration at thermodynamic calculation method.

The paper is based on theses by Jelić [1] and simplification analysed in this paper refer to neglecting of dissociation of molecules during combustion, but with an open possibility to be taken into consideration. Geometric engine values and working parameters from [2] with the use of octane C_8H_{18} as fuel have been adopted, so it is calculated with incomplete burning in an ample mixture. Examining the combustion process it ranges from compound 1 which presents a 100% mixture of fuel and air in a standard state. The process itself is divided into 13 compounds presenting various mixture of products and reactants from already mentioned compound 1 to compound 13, which contains combustion products 100% of fuel burned.

Unlike standard thermodynamic process analysis in IC engines, the first and the second law for unbalanced processes have been used here to obtain essentially complete and accurate insight into the process.

Key words: combustion, IC engines, availability loss, irreversibility, indicated pressure, heat exchanged

UVOD / Introduction

Proces izgaranja goriva u cilindrima motora s unutarnjim izgaranjem jedan je od važnijih tehničkih procesa za dobivanje rada.

Svrha ovoga istraživanja je da se pridonese boljoj uporabi prvoga i drugog zakona termodinamike u termodinamičkim analizama procesa izgaranja u motorima SUI i da se razradi metoda proračuna kojom bi se moglo dalje koristiti u proračunima izgaranja, a koja ne bi sadržavala pojednostavnjenja navedena u ovom radu i koja bi se još više približila postavkama realnog procesa izgaranja.

Također je cilj i dokazati da predložena pojednostavnjenja ne odstupaju u većoj mjeri u bitnim vrijednostima od realnog procesa izgaranja.

Kvaliteta procesa pretvorbe energije ocjenjuje se po drugom zakonu termodinamike kao omjer stvarno dobivenoga i teoretski mogućega rada. No to se odnosi na cjelinu procesa, dok je analiza neravnotežnog procesa po pojedinim njegovim dijelovima nešto puno teže. Tema ovoga rada i jest analiza koja daje vezu između količine izgorenoga goriva i promjene stanja tijekom procesa u cilindru stroja.

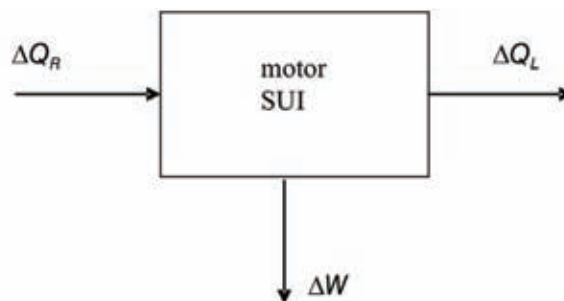
Pri tome se pod promjenom stanja ne misli samo na promjenu indiciranog tlaka i temperature već i na entropiju.

U standardnom načinu proračuna indiciranog tlaka iz dinamike izgaranja goriva primjenjuje se samo prvi zakon termodinamike, i to kao veoma pojednostavnjen model u kojemu se proces izgaranja zamjenjuje «ekvivalentnim» dovodom topline reakcije.

Budući da je predmet istraživanja termodinamička analiza koja će dati vezu između količine izgorenoga goriva u cilindru i promjene stanja samog cilindra, to jest omogućit će konstruiranje p - ϕ dijagrama indiciranog tlaka ovisno o zakretanju koljenastog vratila, to jest o dinamici izgaranja goriva, motor se promatra kao

pojednostavnjeni termodinamički model. To je model u kojemu se proces izgaranja zamjenjuje procesom dovođenja topline, a kao proces odvođenja topline promatra se toplina odvedena hlađenjem motora SUI i dobiveni rad.

Također promatrajući i sam proces izgaranja uvode se u upotrebu određena pojednostavnjenja samoga kemijskog procesa izgaranja, to jest zanemaruje se proces disocijacije molekula CO_2 i H_2O na dodatne CO i H_2 , što se zbiva na visokim temperaturama i pretpostavlja se da je izgaranje potpuno.



Slika 1. Pojednostavnjeni model motora SUI
Fig 1. A simplified IC engine model

gdje je:

ΔQ_R - dovedena toplina, to jest toplina oslobođena procesom izgaranja (kJ),

ΔQ_L - toplina odvedena hlađenjem (kJ),

ΔW - dobiveni rad (kW).

Kao što je već navedeno, termodinamička analiza obavit će se primjenjujući prvi zakon termodinamike, to jest:

$$\Delta Q = \Delta U + \Delta W \quad (1)$$

dakle će biti:

$$\Delta U = mc_v(T_2 - T_1) \quad (2)$$

i drugi zakon termodinamike:

$$\Delta S \geq \frac{dQ}{T} \quad (3)$$

Razrađujući sam način istraživanja utvrdit će se vrijednost promjene unutarnje energije s obzirom na dinamiku izgaranja goriva, pa će se moći konstruirati dijagram $u - s$, koji će biti temeljni dijagram za daljnje korake istraživanja.

Kako prikaz promjena unutarnje energije u dijagramu $u - s$ nije uobičajen način iskazivanja vrijednosti, već je dosad često korišten dijagram bio $h - s$ koordinatni sustav gdje se unutarnja energija iskazivala s pomoću entalpije ($h = u + pv$, to jest $u = h - pv$), konstruiranjem dijagrama $u-s$ postiže se lakša i konciznija analiza rezultata i njihova daljnja uporaba u procesu proračunavanja indiciranog tlaka, te same konstrukcije $p - \phi$ dijagrama.

Geometrijski parametri motora SUI bit će preuzeti iz dosad dostupne literature uz određene termodinamičke vrijednosti potrebne za sam rad.

Doprinos je rada postignuće boljeg razumijevanja procesa pretvorbe energije i ostvarivanje mogućnosti proračuna svih termodinamičkih veličina koristeći se drugim zakonom termodinamike.

TERMODINAMIČKA ANALIZA PROCESA IZGARANJA / *Thermodynamic Analysis of Combustion Process*

Po definiciji termodinamika je primjenljiva na sve makroskopske promjene stanja s tim što se ravnotežne promjene stanja opisuju s tlakom, volumenom, temperaturom i sastavom (pri djelomičnoj ili potpunoj provedbi kemijske reakcije među komponentama gorive smjese). U procesu u gorivnim ćelijama pojavljuje se mogućnost i drugog načina izmjene rada, osim preko tlaka i volumena, pa u termodinamičke parametre uz nabrojene ulaze još i napon na elektrodama i protekli električni naboj.

Može se pokazati da se kemijski procesi, pa i izgaranje, mogu uz spontano i neravnotežno provoditi i na ravnotežne načine, tako da je i na procese izgaranja primjenjiv cijeli sustav termodinamike uključujući pojmove poput maksimalnog rada i eksergije.

Radi pojednostavljenja uzet će se do daljnjega da se proces izgaranja u nekoj smjesi u danim okolnostima može provesti do kraja, to jest da, pri kemijskoj ravnoteži, nakon protjecanja reakcije postoje samo produkti potpunog izgaranja (CO_2 , H_2O , O_2 i N_2) i komponente koje nisu sudjelovale u izgaranju. Pri potpunom izgaranju svi izgorivi sastojci goriva potpuno oksidiraju,

dok nepotpunim izgaranjem to nije tako; ono nastaje ili pri smanjenoj količini zraka ili uz dostatnu količinu zraka u onim dijelovima ložišta gdje nije dospjela njegova dostatna količina. Također, nepotpuno izgaranje uzrokuje energetske gubitke. Pri temperaturama višima od 1.500°C višeatomne molekule CO_2 i H_2O cijepaju se na atome i slobodne radikale, tako da se plin izgaranja ne sastoji više samo od CO_2 , H_2O , SO_2 , N_2 i O_2 nego i od CO , CN , HO , H_2 , O i N te ostalih sumpornih spojeva. Entalpija tih disociranih plinova pri istoj temperaturi veća je nego kod nedisociranih plinova, a to uzrokuje smanjenje adijabatske temperature izgaranja.

Kemijski proces izgaranja može se definirati kao oksidacijski proces koji može biti egzotermičan (razmjenjuje toplinu s okolinom tako da mu predaje toplinu) ili endotermičan (razmjenjuje toplinu s okolinom tako da mu je uzima). Proces izgaranja koji se promatra u strojarstvu je onaj što pretvara ugljikovodično gorivo (koje varira od čistog vodika pa do čistog ugljika, kao što je npr. ugljen) u ugljični dioksid i vodu. Takav proces zbiva se pri potpunom izgaranju kad dimni plinovi sadržavaju molekule CO_2 , H_2O , O_2 i N_2 , za razliku od nepotpunog izgaranja, gdje se ugljikovodično gorivo ne pretvara samo u navedene produkte već dimni plinovi sadržavaju i molekule CO , H_2 i CH_4 . Uobičajeni oksidans pri izgaranju je zrak jer je dostupan u velikim količinama, premda i drugi oksidansi mogu poslužiti u posebnim okolnostima, kao kod raketnih motora. Najjednostavniji opis izgaranja je da je to kemijski proces koji pretvara reaktante dostupne na početku procesa u produkte izgaranja na kraju procesa uz izmjenu topline s okolinom i obavljen rad (mehanički ili električni).

U procesu izgaranja moraju biti zadovoljena dva osnovna zakona termodinamike i zakon o održanju mase:

a) Prvi zakon termodinamike

Kemijske reakcije, a posebno proces izgaranja, uvijek su povezane s pretvorbom energije. Zbog kemijske reakcije goriva i zraka nastaju dimni plinovi, a pri tome dolazi do izmjene energije s okolišem u obliku obavljenog rada i izmjene topline.

b) Drugi zakon termodinamike

Termodinamička savršenost pretvorbe energije iz jednog oblika u drugi ocjenjuje se s pomoću drugog zakona i kod kemijskih reakcija, pa time i izgaranja. S pomoću drugog zakona može se doznati jesu li izgaranja u motorima s unutarnjim izgaranjem ireverzibilna, jer ta ireverzibilnost za sobom povlači velike eksergijske gubitke.

c) Zakon o održanju mase

Koristi se da se iz zadane količine goriva i potrebne količine zraka za izgaranje odredi količina nastalih dimnih plinova

FENOMENOLOGIJA IZGARANJA U MOTORIMA S UNUTARNJIM IZGARANJEM / *Phenomenon of Combustion in Internal Combustion Engines*

U motorima s unutarnjim izgaranjem kemijska neravnoteža unutar gorive smjese dovodi kemijskim procesom izgaranja do mehaničke neravnoteže između radnog fluida i stapa, a samim time i do dobivanja korisnog rada. Ovaj učinak izgaranja sličan je učinku dovodenja neke ogrjevne količine topline radnom fluidu, pa se cijeli protočni proces različitih tvari u motoru s unutarnjim izgaranjem obično predstavlja kao kružni proces tvari promjenljiva sastava, s ekvivalentnim dovodenjem topline umjesto procesa izgaranja i ekvivalentnim odvođenjem topline umjesto procesa zamjene različitih produkata ispuha hladnim zrakom nakon usisa.

Samo se izgaranje može zbiti u različitim okolnostima i na različite načine, što se sve odražava i na njegovo modeliranje dovodenja topline. U tom pogledu koristi se u raznovrsnim tipovima motora ovim mogućnostima:

1. Goriva se smjesa formira tako da gorivo ishlapljuje u zraku još tijekom takta kompresije, a zatim se ta približno homogena smjesa zapaljuje iskrom iz svjeće uz uvjete da je $V = \text{const.}$ i da je pretičak zraka $\lambda \approx 1$. U ovom slučaju kompresijski se omjer kreće oko 7 – 8.
2. Proces je sličan kao i u prvom slučaju, osim što se goriva smjesa formira kao nehomogena zbog ubrizgavanja goriva u kompresijski prostor oko svjeće. Ovdje je kompresijski omjer malo veći od kompresijskog omjera u prvom slučaju.
3. U trećem načinu zrak se komprimira s tolikim kompresijskim omjerom da se on kreće oko 18, tako da se ubrizgavanjem tekućega goriva postiže njegovo isparivanje i samozapaljenje u zraku, jer su za to povoljne okolnosti relativno velikog pretička zraka $\lambda \geq 1,3$ i ograničenoga broja okretaja koji varira od 3.000 do 5.000 min⁻¹, ovisno o tome je li ubrizgavanje neizravno (IDI) ili je izravno (DI).

Mehanizam homogenog izgaranja / *Homogeneous Combustion Mechanism*

Promatra se prvi tip izgaranja koji se odvija u otto motoru, gdje iskra na svjećici zapali smjesu goriva i zraka i formira plamenu frontu koja se dalje širi kroz smjesu. Preduvjet tom procesu je da se smjesa zraka i ishlapljenoga goriva u relativno niskom rasponu masenih omjera nalazi između elektroda svjeće i da se može zapaliti iskrom. Energija predana iskrom uzrokuje lokalni porast temperature smjese od nekoliko tisuća stupnjeva Kelvina i samim time omogućuje porast temperature isparenoga goriva, koje postiže svoju temperaturu samozapaljenja. Za ugljikovodična goriva temperatura samozapaljenja je ona temperatura na kojoj gorivo ima dostatno unutarnje energije da prekine kemijske veze u strukturi ugljik – vodik i da oksidira u ugljični dioksid i vodenu paru. Kako je temperatura samozapaljenja goriva za otto motore oko 220 °C, sam proces kompresije dovodi do djelomičnog ishlapljivanja goriva, kojega je točka ishlapljivanja oko 200 °C.

Budući da je proces izgaranja egzotermična reakcija, on povisuje lokalnu temperaturu i tlak. Pošto se zapalila određena količina smjese u lokalnom području kraj svjeće, nastaje prijenos topline na još neizgorene slojeve smjese zraka i goriva. Toplina se prenosi zračenjem i konvekcijom i samim gibanjem smjese. To uzrokuje da zagrijavanjem daljnji slojevi smjese postižu temperaturu samozapaljenja, pa se tako plamena fronta ili pojas širi kroz komoru izgaranja sve dok ne prođe kroz cijelu komoru i dođe do njezina kraja. Brzina širenja plamene fronte u dvotaktnom motoru kreće se od 20 do 50 m/s.

Po tim brzinama vidi se da proces izgaranja nije proces eksplozije, iako mora biti dostatno brz kako bi se osiguralo brzo i djelotvorno izgaranje i pri najvećim brzinama vrtnje motora.

Nehomogeno (stratificirano) izgaranje / *Non-homogeneous (Stratified) Combustion*

Za razliku od homogenog izgaranja, gdje se u komoru izgaranja dovodi smjesa zraka i goriva i gdje dio goriva ishlapi već samim tim što se nalazi u vrućem kućištu motora, a drugi dio tijekom kompresije, pri nehomogenom izgaranju izravno se ubrizgava gorivo u komoru izgaranja, pa se potpuno ishlapljivanje goriva događa tijekom takta kompresije. Pritom postoji mogućnost da su tijekom izgaranja različiti omjeri smjese zraka i parovitoga goriva u različitim dijelovima komore izgaranja.

Ovakvo izgaranje zove se nehomogeno izgaranje. Njegovim procesom može se odstraniti štetna detonacija

jer se pri kompresiji u većem dijelu kompresijskog prostora nalazi ili samo zrak ili siromašna smjesa goriva i zraka, pa teško dolazi do detonacije. Također, u ovom slučaju moguće je postići i veće omjere kompresije, a samim tim i veću toplinsku iskoristivost.

Kompresijsko izgaranje / *Compressive Combustion*

Za razliku od izgaranja u otto-motoru, kompresijsko izgaranje zbiva se u dizelskom motoru. Pritom je omjer kompresije znatno veći nego u otto-motoru i iznosi oko 18. Izgaranje se događa tako da se komprimira zrak u taktu kompresije, kojemu je temperatura na kraju kompresije viša od temperature samozapaljenja goriva ubrizgavanoga na kraju procesa kompresije. Komprimirani zrak u komori izgaranja prvo zagrije kapljice goriva do temperature isparivanja, a nakon toga zagrijava parovito gorivo do temperature samozapaljenja.

Dok je kod otto-motora idealno gorivo oktan, C_8H_{18} , za kompresijsko izgaranje idealno je gorivo dodekan, $C_{12}H_{26}$. Ono je složenije strukture i sama molekula treba više energije za prekidanje kemijskih veza između ugljika i vodika, i zbog toga to gorivo izgara sporije, uzrokujući sporiji porast tlaka tijekom kompresije i izgaranja. Također, u kompresijskom izgaranju proces se zbiva u siromašnjoj smjesi.

Vrste kompresijskog izgaranja / *Types of Compressive Combustion*

S obzirom na izvedbu komore izgaranja, razlikuju se dva tipa dizelskog motora, i to s izravnim i neizravnim ubrizgavanjem. Pri neizravnom ubrizgavanju postoji pretkomora spojena s glavnom komorom izgaranja s pomoću rasprskavača ili više manjih otvora.

Pri izravnom ubrizgavanju gorivo se neposredno rasprskavačem ubrizgava u komoru izgaranja. Ubrizgano gorivo ima dostatan moment i energiju da se rasprši i izmiješa s komprimiranim zrakom u zahtjevanome omjeru. Radi poboljšanja miješanja čelo je stapa tako izvedeno da se poboljša sam proces miješanja i stvaranja smjese zraka i goriva. Danas se ovakav tip ubrizgavanja primjenjuje za sve velike dizelske motore (npr. brodski dizelski motori) te sve više i za manje dizelske motore (automobilski motori), pogotovo kad i manji dizelski motori imaju prednabijanje. To je važno jer motor manjih dimenzija zahtijeva veću količinu zraka da se postignu brži omjeri miješanja zraka i goriva. Takav se učinak postiže boljim projektiranjem položaja rasprskavača goriva i primjenom prednabijanja kojim se upućuje zrak s povišenim tlakom u komoru izgaranja.

Pri neizravnom ubrizgavanju postoji pretkomora, u koju se ubrizgava gorivo na nižem tlaku. U pretkomoru

tijekom kompresije ulazi zrak iz glavne komore kroz ventil i brzo se miješa s ubrizganim gorivom te nastaje izgaranje. Budući da proces izgaranja počinje u pretkomori, tlak će u njoj porasti pa gorivo ulazi u glavnu komoru izgaranja s višim tlakom, miješa se s glavnom količinom zraka i tu slijedi glavnina procesa izgaranja.

Geometrijske i radne vrijednosti promatranog motora / *Geometric and Active Values of Analyzed Engine*

Za analizu i proračun termodinamičkih podataka, u ovom slučaju koristit će se poznatim podacima za geometriju otto-motora preuzetima iz [2].

Promatrani motor SUI vodom je hlađeni QUB LS400 otto-motor dimenzija 85 mm promjera cilindra i stapaja 70 mm. Radni volumen mu je 400 cm^3 , a broj okretaja 3.000 min^{-1} . Također je poznat srednji indicirani efektivni tlak od 6,80 bara, a srednji efektivni tlak na kočnici je 6,28 bara, te srednja efektivna snaga na kočnici 12,5611 kW.

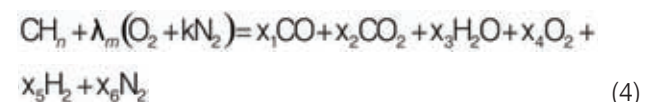
Omjer smjese zraka i goriva AFR (air to fuel ratio) je 13,0, a zabilježena specifična potrošnja goriva ovog motora je 435 g/kWh. Iz tih podataka mogu se odrediti količine zraka i goriva po ciklusu, i to:

- potrošak goriva: $\frac{0,435 \cdot 12,5611}{3,600} = 0,001517E \text{ kg/s}$,
- potrebna količina zraka za potrošnju goriva je: $0,01973 \text{ kg/s}$,
- potrebna količina zraka po ciklusu: $\frac{0,01973}{3000} = 0,0003946 \text{ kg/ciklus}$,
- potrebna količina goriva po ciklusu: $0,0003946/13 = 0,000030354 \text{ kg/ciklus}$,
- ukupna količina gorive smjese pred početak izgaranja: $0,000425 \text{ kg}$.

Navedene brojčane vrijednosti služe za demonstraciju primijenjene metode proračuna procesa u otto-motorima, pa i općenito u motorima SUI.

Svojstva ispušnih plinova i produkata izgaranja / *Characteristics of Exhaust Gases and Combustion Products*

U pogledu sastava produkata izgaranja, polazi se od sumarne jednadžbe nepotpunoga izgaranja ugljikovodičnoga goriva, koja po [2] vrlo dobro uzima u obzir učinke disocijacije CO_2 i H_2O :



gdje su:

- x - molarni udjeli produkata izgaranja,
 λ_m - molekularni omjer zrak – gorivo,
 k - molekularni omjer dušik – kisik (0,79/0,21),
 n - omjer vodik – ugljik (za ugljikovodično gorivo).

Pretpostavit će se u ovom slučaju da se proces izgaranja zbiva u bogatoj mješavini, to jest da je $\lambda < 1$, a da nema efekta disocijacije, dakle da uz CO_2 , H_2O i N_2 ima i CO , ali da nema O_2 niti H_2 kao mogućeg učinka disocijacije.

Zato se u jednadžbi (4) uzima da je $x_4 = x_5 = 0$, pa korigirana jednadžba glasi:



Kako je za stehiometrijsko izgaranje oktana $\text{AFR} = 15,02$ ($\lambda = 1$), bit će za $\text{AFR} = 13$, $\lambda = 0,866$.

Prema bilancama ugljika, vodika, kisika i dušika iz (5) slijedi:

$$x_1 + x_2 = 1, \quad x_3 = \frac{n}{2}, \quad 2\lambda_m = x_1 + 2x_2 + x_3, \quad x_6 = \lambda_m k \quad (6)$$

Odakle izlazi:

$$x_1 = 2 - 2\lambda_m + \frac{n}{2}, \quad x_2 = 2\lambda_m - \frac{n}{2} - 1 \quad (7)$$

Budući da je za oktan $n = 2,25$, a za zrak $k = 3,76$, te uzimajući u proračun $\lambda = 0,866$, možemo izračunati λ_m za oktan iz sljedeće jednadžbe :

$$\lambda_m = \lambda \left(1 + \frac{n}{4} \right) \quad (8)$$

gdje je vrijednost $\lambda_m = 1,353$.

Tablica 1. Molarni udjeli produkata izgaranja po kmolu ugljika

Table 1. Molar shares of combustion products per kmol of carbon

Molarni udjeli	x1	x2	x3	x6
Vrijednosti	0,419	0,581	1,125	5,087

Uvrste li se gornje vrijednosti u jednadžbu (5), dobiva se sumarna jednadžba izgaranja oktana kao reprezentanta benzina:



Zbroj molarnih vrijednosti produkata izgaranja je 7,21. Dijeljenjem molarne vrijednosti pojedinog produkta tim zbrojem dobiva se volumenski udjel pojedinog produkta u smjesi dimnih plinova.

Tablica 2. Volumenski udjeli produkata izgaranja u dimnim plinovima

Table 2. Volume shares of combustion products in smoke gases

Volumenski udjeli	CO	CO ₂	H ₂ O	N ₂
Vrijednosti (%)	5,81	8,06	15,60	70,55

Promjena unutarnje energije, entalpije i entropije s obzirom na dinamiku izgaranja / *Changes of Internal Energy, Enthalpy, Entropy, regarding the Dynamics of Combustion*

Cilj koji se želi postići s pomoću metode primijenjene u ovom radu jest povezivanje promjene potpunoga termodinamičkog stanja tijekom izgaranja i ekspanzije u cilindru s tempom izgaranja goriva. Pri tome je veza indiciranog tlaka s tempom izgaranja goriva samo jedan od rezultata.

Prema tomu upotreba ove metode može biti u sljedećem:

1. Njome se može mijenjati tempo izgaranja goriva sve dok se ne postigne indicirani raspored tlaka u cilindru. Time se dolazi do informacije o kinetici procesa izgaranja u homogenim ili stratificiranim uvjetima.
2. U primjeni na dizelske motore, može se pretpostaviti da je tempo izgaranja goriva poznat iz tempa ubrizgavanja, pa se kao rezultat dobiva teoretski dijagram indiciranog tlaka, o kojemu bitno ovisi stupanj djelovanja motora. Na taj način može se teoretski ispitivati utjecaj tempa ubrizgavanja goriva na stupanj djelovanja motora.
3. Nakon zadovoljavajućeg slaganja između tempa izgaranja goriva i indiciranog tlaka, dobivenoga proračunom i realnoga, može se u $u-s$ dijagramu obaviti analiza gubitaka radne sposobnosti goriva tijekom raznih procesa u cilindru.

Cjelokupni proces promjene stanja radne tvari u cilindru, počevši od početka kompresije gorive smjese pa do kraja izgaranja, prikazat će se u $u-s$ dijagramu radne tvari. Po ovoj metodi polazi se od pretpostavljenog tempa, to jest dinamike ubrizgavanja goriva i njegova izgaranja po jednadžbi (5). Redoslijed i sadržaj pojedinih koraka iznijeti su u nastavku.

Pretpostavit će se 13 različitih sastava idealnih plinova u cilindru, koji se mijenjaju s obzirom na gibanje klipa. Pretpostavljeni će se sastavi kretati od sastava 1, u kojem je u cilindru 100%-tni volumenski udio smjese zraka i goriva, pa do sastava 13, u kojem se nalazi 100% -tni volumenski udio dimnih plinova.

Rezultati će se prikazati grafički u $u - s$, $p - V$, ΔQ_L - Φ i ΔS_{nepov} - Φ dijagramima.

Proračun vrijednosti entalpije i entropije za C_8H_{18} u parovitom stanju / Values Calculation of Enthalpy and Entropy for C_8H_{18} in Steam Condition

Kako u dostupnoj literaturi nije bilo podataka za entalpiju i entropiju oktana u parovitom stanju za standardne uvjete, to jest za temperaturu $T_0 = 298,15$ K i pripadajući parcijalni tlak u gorivoj smjesi na standardnom tlaku $p_0 = 1,013$ bara, preuzet je proračun tih vrijednosti iz [1].

Iz raspoložive su literature bili dostupni ovi podaci za C_8H_{18} :

- molekularna masa: $M = 114,22$ kJ/kmol,
- temperatura vrelišta: $T = 398,85$ K pri tlaku od 1,013 bara,
- toplina isparavanja: $r = 308,00$ kJ/kg pri tlaku od 1,013 bara,
- specifični toplinski kapacitet C_8H_{18} u parovitom stanju: $c_p = 1,63$ kJ/kgK pri tlaku od 1,013 bara,
- specifični toplinski kapacitet C_8H_{18} u kapljevitom stanju: $c_p = 2,18$ kJ/kgK pri tlaku od 1,013 bara,
- entalpija C_8H_{18} za standardno stanje T_0 i p_0 : $h_0 = -2188,56$ kJ/kg,
- entropija C_8H_{18} za standardno stanje T_0 i p_0 : $s_0 = 3,162$ kJ/kgK.

Vrijednost entalpije na liniji vrele kapljevine izračunata je jednažbom:

$$h_1 = h_0 + c_p \Delta T \quad (10)$$

$$= -2188,56 + 2,18(399-298) = -1968,5 \text{ kJ/kg}$$

Vrijednost entalpije na liniji suhog zasićenja je sljedeća:

$$h_2 = h_1 + r \quad (11)$$

$$= -1968,5 + 308 = -1660,5 \text{ kJ/kg}$$

Zatim vrijednost entalpije parovitog oktana za $T = 298$ K i određeni parcijalni tlak isparivanja glasi:

$$h_3 = h_2 + c_p (T_3 - T_2) \quad (12)$$

$$= -1660,5 + 1,63(-101) = -1825,00 \text{ kJ/kg}$$

Na sličan način će se izračunati i entropija parovitog oktana.

Za proračun entropije u točki 1 izlazi:

$$s_1 = s_0 + c_p \ln \frac{T_1}{T_0} \quad (13)$$

$$= 3,162 + 2,18(0,2918) = 3,796 \text{ kJ/kgK}$$

Entropija u točki 2 je:

$$s_2 = s_1 + \frac{r}{T}$$

$$3,796 + \frac{308}{399} = 4,57 \text{ kJ/kgK} = s_2 \quad (14)$$

Uz uporabu jednažbe:

$$s_3 - s_2 = c_p \ln \frac{T_3}{T_2} - R \ln \frac{p_p}{p_0} \quad (15)$$

izračunava se vrijednost entropije za parcijalni tlak oktana u gorivoj smjesi u standardnom stanju:

$$s_3 = s_2 + 1,63 \ln \frac{298}{399} - 0,07276 \ln \frac{p_p}{p_0}$$

$$s_3 = 4,382 \text{ kJ/kgK}$$

Prethodno izračunat parcijalni tlak oktana u gorivoj smjesi pri $p = 1,013$ bara i $T = 298,15$ K bit će:

$$\frac{N_{C_8H_{18}}}{N_{oktan} + N_{zrak}} = \frac{1}{\frac{1}{114,22} + \frac{13}{29}} = \frac{1}{1 + 114,22 \cdot \frac{13}{29}} = 0,01916 \quad (16)$$

$$p_{p_{oktan}} = 0,01916 \cdot 1,013 = 0,0194 \text{ bar}$$

Podaci za reaktante u smjesi na standardnom stanju 0 i 1 / Reactants Mixture Data on a Standard State 0 and 1

Prvo će se krenuti od termodinamičkih vrijednosti za zrak i oktan na standardnom termodinamičkom stanju ($T_0 = 298,2$ K, $p_0 = 1,013$ bara), te za stanje smjese sastava 1, u kojemu se nalazi 100% smjese zraka i goriva.

Budući da je prihvaćeno kako je omjer zraka i goriva (AFR) za promatrani motor 13,0, volumenski udjeli smjese goriva i zraka su: 1,92%-tni volumenski udjel goriva i 98,1%-tni volumenski udjel zraka. Slijedom toga volumenski udjeli kisika i dušika u zraku su: 20,6% kisika i 77,5% dušika.

Koristeći se jednažbom:

$$x = \frac{y_1 M_1}{\sum_{i=1}^n y_i M_i} \quad (17)$$

izračunavaju se maseni udjeli sudionika smjese.

Entropija smjese dobiva se na temelju jednažbe:

$$S_{p_{C_8H_{18}}} \cdot x_{C_8H_{18}} + S_{p_{O_2}} \cdot x_{O_2} + \dots + S_{p_n} \cdot x_n = S_f \quad (18)$$

Nakon što su se dobile vrijednosti entalpija i entropija smjese sastava 1 za standardno stanje, može se

izračunati unutarnja energiju, te unijeti dobivena vrijednost u $u - s$ dijagram.

Unutarnja energija izračunava se s pomoću jednadžbe:

$$u = h - RT \quad (19)$$

a njezina vrijednost za standardno stanje i za ovaj sastav 1 iznosi: $u_0 = -210888,0 \text{ J/kg}$.

Plinska konstanta za smjese izračunava se s pomoću izraza:

$$R = x_1 R_1 + x_2 R_2 + \dots + x_k R_k = \sum_{i=1}^k x_i R_i \text{ ili } R = \frac{8314}{M} \quad (20)$$

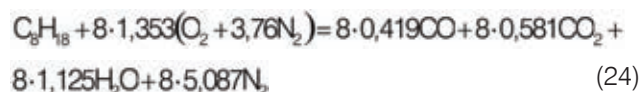
Riješe li se jednadžbe (19) i (20) sastava 1, mogu se za koordinatu u_1, s_1 u $u - s$ dijagramu ucrtati i linija izohore, koristeći se jednadžbama:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (21)$$

$$u_2 = c_v \Delta T + u_1 \quad (22)$$

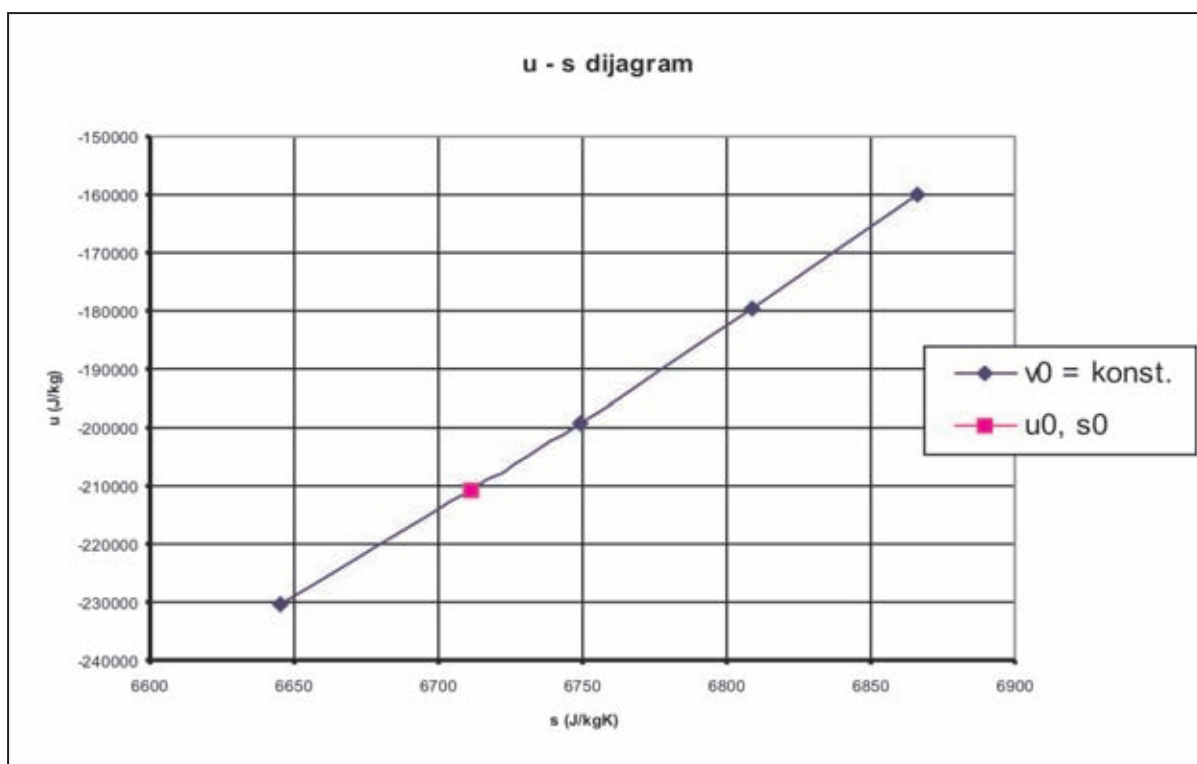
Metoda proračuna molarnog udjela reaktanata i produkata za pojedine sastave nakon izgaranja 10% goriva / *Method of Molar Calculation of Reactants Share and Products for Certain Compounds after 10% Fuel Combustion*

Jednadžba (9) daje rezultat kemijske reakcije po 1 atomu C gorivne molekule za molekulu C_8H_{18} , uz primjenu prethodno definiranih uvjeta:



Izuzme li se najprije 10% C_8H_{18} , to je 0,00192 kmol oktana/kmol početne smjese. Nakon što se oduzme ta vrijednost od molarnog udjela oktana u početnoj smjesi, ostaje 0,01728 kmola oktana/kmol početne smjese.

S vrijednošću 0,00192 kmola oktana oduzme se i pripadajuća količina kisika potrebna za izgaranje 10%-tnog molarnog udjela oktana: $8 \cdot 1,353 \cdot 0,00192$



Slika 3. Izohora gorive smjese tijekom standardnoga stanja
Figure 3. Izohora of combustible mixture on Standard State

Iz prihvaćenih podataka za promatrani motor, mogu se odrediti početni parametri za stanje smjese pred početak izgaranja koristeći se jednadžbom stanja, s tim da je masa reaktanata $m = 0,000425 \text{ kg}$; $T = T_0$ a iz jednadžbe:

$$pV = mRT \quad (23)$$

slijedi: $p_1 = 0,786 \text{ bara}$.

Umnožak daje vrijednost 0,02078 kmola kisika / kmol početne smjese, te ostaje u smjesi 0,1852 kmola kisika/kmol početne smjese. Ukupno «nestaje, to jest reagira 0,0227 kmola oktana i kisika/kmol početne smjese.

Kao posljedica reakcije nastaju po 1 kmolu ovi produkti reakcije: 3,352 kmola CO, 4,648 kmola CO_2 i 9,0 kmola H_2O .

Po 1 kmolu početne smjese nastaje nakon reakcije 0,006436 kmola CO, 0,008924 kmola CO₂ i 0,01728 kmola H₂O. Ukupno se dobiva 0,03264 kmola produkata reakcije CO, CO₂ i H₂O po kmolu početne smjese.

Oduzimanjem 0,0227 kmola reaktanata od 0,03264 kmola produkata dobiva se neto-povećanje broja molova: 0,00994 kmol/kmol početne smjese, pa će se za tu neto dobivenu vrijednost korigirati molarni udjeli reaktanata i produkata za sastav 2.

Na isti način proračunavat će se molarni udjeli sudionika reakcije i za ostale sastave od 1 do 13 tijekom izgaranja.

Podaci za reaktante na standardnom stanju za sastav smjese 2 / *Reactants Data on a Standard State for Mixture Compound 2*

Nakon sastava 1' koji se postiže 10° prije GMT, dolazi do početka zapaljenja smjese i do izgaranja dijela goriva. Naša je pretpostavka da u sljedećem intervalu od 10° dolazi do izgaranja 10% goriva, to jest do trenutka dolaska klipa u gornju mrtvu točku (GMT). Takvo stanje u GMT označavamo točkom «2». U tom stanju uzima se 10% goriva iz smjese i pripadajući postotak kisika, a dodaju se odgovarajući molarni udjeli produkata izgaranja. Za to novo stanje ponovno se izračunava entalpija, entropija i unutarnja energija kao i u stanju 1', koje sadržava termodinamičke parametre u trenutku kad se klip nalazi u gornjoj mrtvoj točki.

Već je naglašeno da je omjer zraka i goriva (AFR) jednak 13,0, pa s obzirom na zastupljenost dimnih plinova u smjesi 2, volumenski udjeli tvari u ovoj smjesi su: 1,711% C₈H₁₈, 18,33 % O₂, 76,74% N₂, 0,637% CO, 0,884% CO₂ i 1,711% H₂O.

Budući da su vrijednosti h i s u tablici 11. vrijednosti na standardnom stanju, koristeći se jednačbom za I. zakon termodinamike i podacima za geometriju cilindra, određuju se vrijednosti u₂ i s₂ pri stvarnom tlaku i temperaturi koji vladaju u cilindru za sastav 2. Pretpostavljeni volumen cilindra u gornjoj mrtvoj točki (GMT) je 0,00004 m³.

Kao matematički model za određivanje vrijednosti odvedene topline ΔQ tijekom procesa 1' - 2', upotrijebit će se jednačbza za odvedenu toplinu pri politropskoj kompresiji:

$$\Delta q_L = c_n \cdot \Delta T = c_v \cdot \frac{n-N}{n-1} \cdot \Delta T \quad (25)$$

gdje se ΔT dobiva na temelju jednačbze:

$$\Delta T = T_{2^*} - T_1 \text{ i } \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

i gdje je T_{2*} - temperatura u točki 2, koja bi bila postignuta kompresijom i uz pretpostavku da nema izgaranja.

Daljnijm množenjem vrijednosti Δq_L masom m dobiva se vrijednost ΔQ.

Pritom je preuzeta i ekstrapolirana vrijednost n = 1,17 politropskog koeficijenta za vrijeme procesa kompresije bez izgaranja. Ovakav se postupak ovdje ne diskutira, već se preuzima iz dostupne literature [2].

Parametar ΔQ označuje količinu topline tijekom procesa ekspanzije, pa je u ovom slučaju ΔQ negativna vrijednost jer se toplina odvodi od sastava 1' do sastava 2*, to jest do 2', u kojemu stap dođe u gornju mrtvu točku.

Ti se podaci uvrštavaju u jednačbzu za I. zakon termodinamike:

$$\Delta Q_L = \Delta U + \Delta W \quad (26)$$

Naglašava se da je za metodu proračuna procesa u cilindru motora SUI razvijenu u ovom radu, važna jednačbza (26), to jest:

$$\Delta Q_L = \Delta U + p_1 \Delta V \quad (27)$$

dobiva se vrijednost ΔU, dakle:

$$\Delta U = u_2 - u_1 \quad (28)$$

Daljnjom razradom dobiva se vrijednost ΔW:

$$\Delta W = p_1 \cdot \Delta V \quad (29)$$

Zatim T_{2'} iz jednačbze:

$$u_2 - u_1 = c_v (T_2' - T_1) \quad (30)$$

gdje se upotrebljava vrijednost c_v za 10% izgorenoga goriva u točki 2', a s pomoću jednačbze stanja p₂ · v₂ = R₂ · T₂ dobiva se vrijednost tlaka p₂.

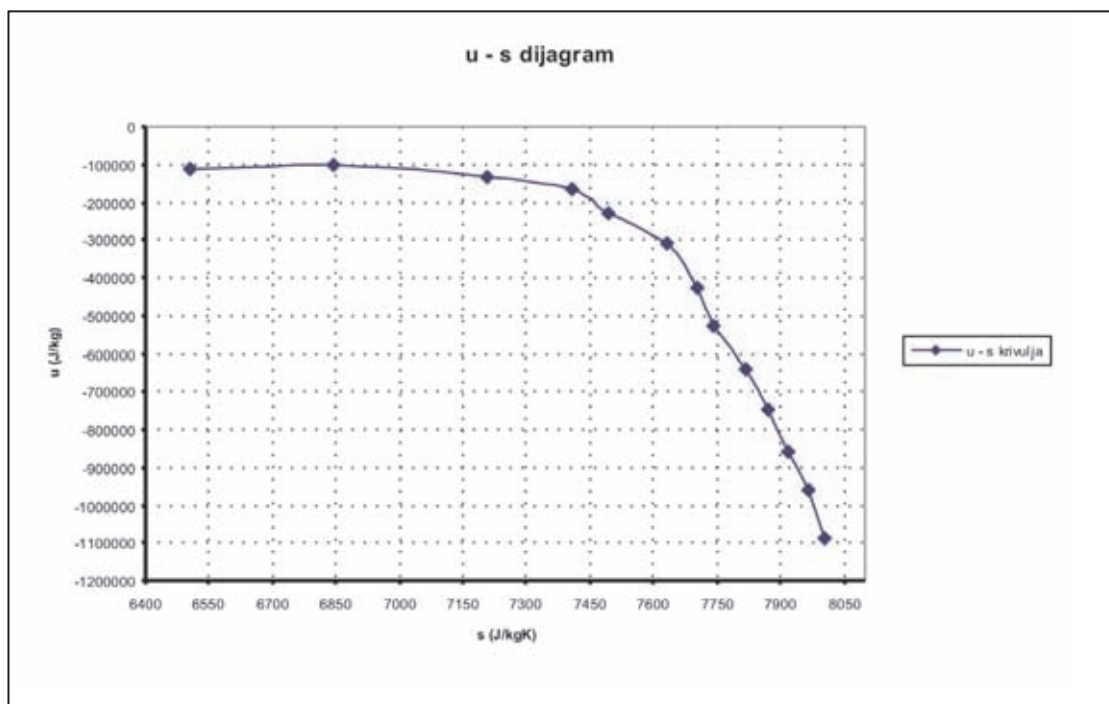
Izračunavajući vrijednost ΔW prema jednačbzi (29), izlazi negativna vrijednost rada, to jest u jednačbzi (27) predznak ΔW bit će negativan upravo zbog toga jer još traje proces kompresije, pa se rad dovodi (troši).

Vrijednost entropije proračunat će se iz jednačbze:

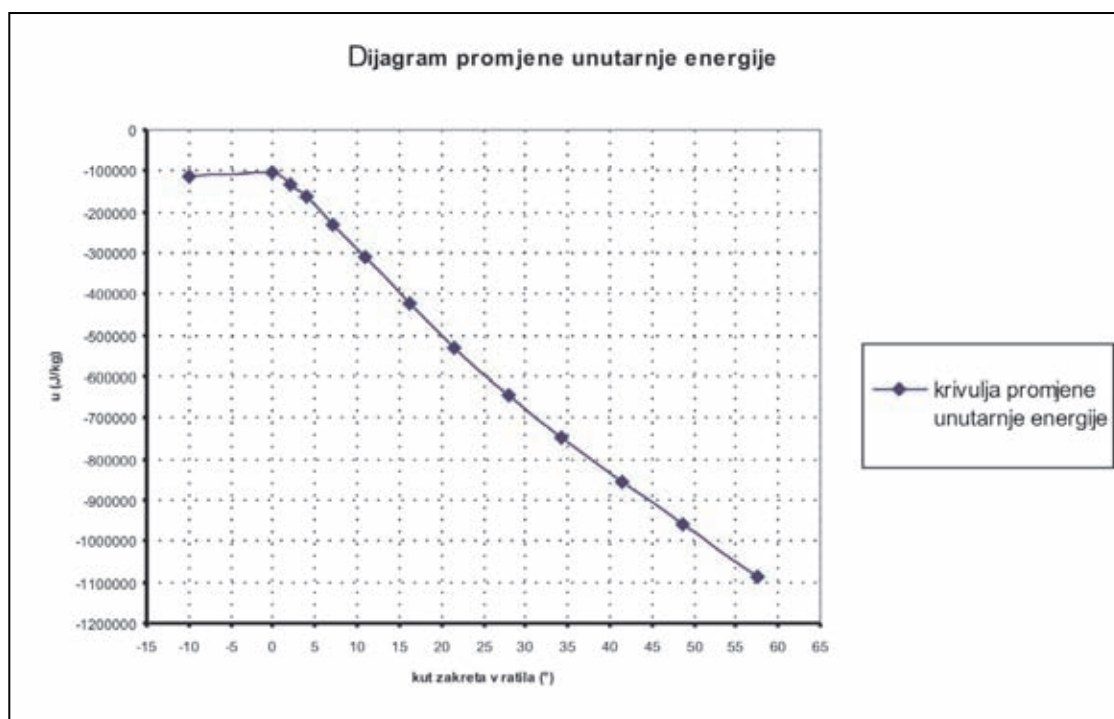
$$s_2 = s_1 + c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (31)$$

Promjena unutarnje energije i entropije tijekom procesa izgaranja / *Change of Internal Energy and Entropy during Combustion Process*

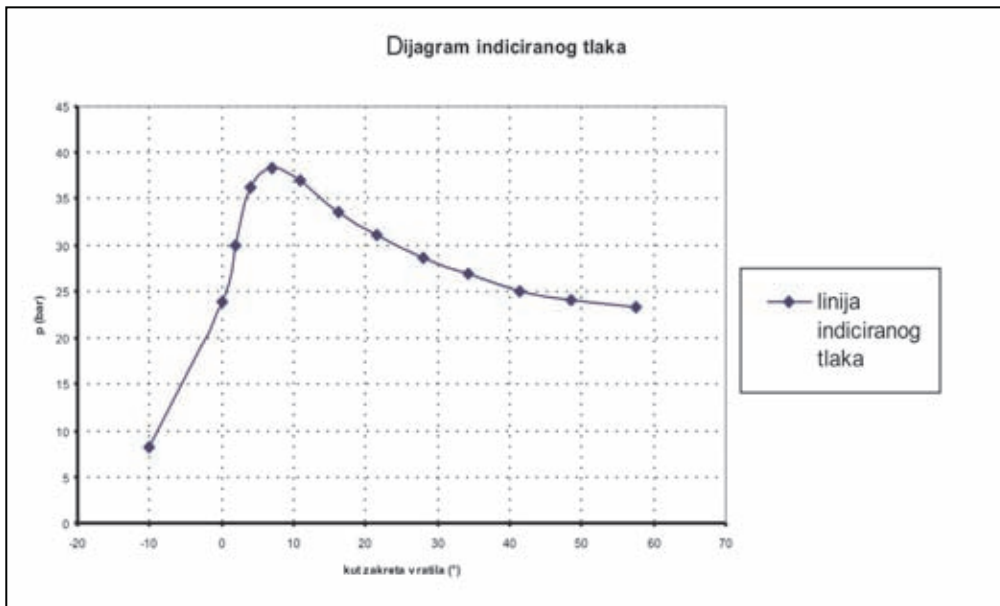
Pošto su izračunate vrijednosti unutarnje energije za smjese od 1 do 13, i to uz standardne uvjete, te uz idealizirane stvarne termodinamičke uvjete tijekom izgaranja, rezultati se mogu prikazati grafički pa se može pratiti njihova dinamika promjene.



Slika 4. Promjena unutarnje energije u kao funkcija promjene entropije s
 Figure 4. Internal energy change u as function of entrophy changes s



Slika 5. Promjena vrijednosti unutarnje energije u u funkciji kuta zakretanja φ
 Figure 5. Internal energy value change in function of crank angle φ



Slika 6. Dijagram indiciranog tlaka
Figure 6. Diagram of indicated pressure

Pretpostavljeni dijagram indiciranog tlaka / Assumed Diagram of Indicated Pressure

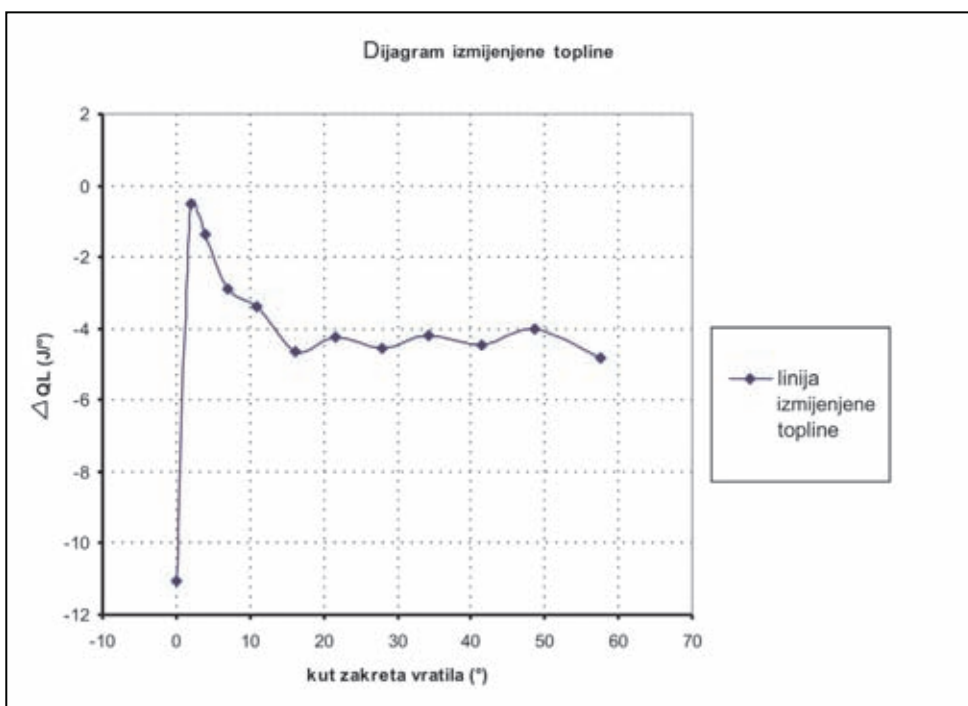
Također, kao konačan rezultat metode proračuna termodinamičkih veličina koja je upotrijebljena u ovome radu, može se konstruirati p - φ dijagram indiciranog tlaka.

Dijagram izmijenjene topline tijekom procesa izgaranja / Diagram of Heat Exchanged during Combustion Process

Pošto je koristeći se jednačbom (25) izračunata vrijednost izmijenjene topline tijekom izgaranja od smjesa 1 do 13, mogu se rezultati prikazati grafički kao promjena izmijenjene topline u funkciji kuta zakretanja koljenastog vratila. Jednačba koja definira količinu izmijenjene topline po jedinici kuta zakretanja vratila glasi:

$$Q_L = \frac{dQ_L}{d\phi} \tag{32}$$

Sljedeći je korak konstrukcija ΔQ_L - φ dijagrama u kojemu će se uvrstiti vrijednosti izmijenjenih toplina.



Slika 7. Dijagram izmijenjene topline ovisno o kutu zakreta vratila
Figure 7. Diagram of heat exchanged depending on the crank angle

Dijagram promjene entropije smjese plinova u cilindru tijekom izgaranja / *Diagram of Entropy Change of Cylinder Gas Mixture during Combustion*

Ako se promatra proces u cilindru, može se odrediti prirast entropije radne tvari zbog unutarnje neravnotežnosti procesa 1' - 13', i to grafički prikazati u $\Delta s_{nepov.} - \varphi$ dijagramu.

Za proračun će se rabi jednačdba:

$$\Delta s_{nepov.} = \Delta s - \Delta s_{povratno} \quad (33)$$

gdje je:

$\Delta s_{nepov.}$ - prirast entropije u promatranom izoliranom sustavu zbog nepovrativosti procesa,

$\Delta s = (s_2 - s_1)$ - promjena entropije između promatranih sastava,

$\Delta s_{povratno} = \frac{\Delta Q_L}{T}$ - promjena entropije pri povrativom procesu.

temperaturu:

$$q_V = (u_{13} - u_1) \quad (34)$$

to jest:

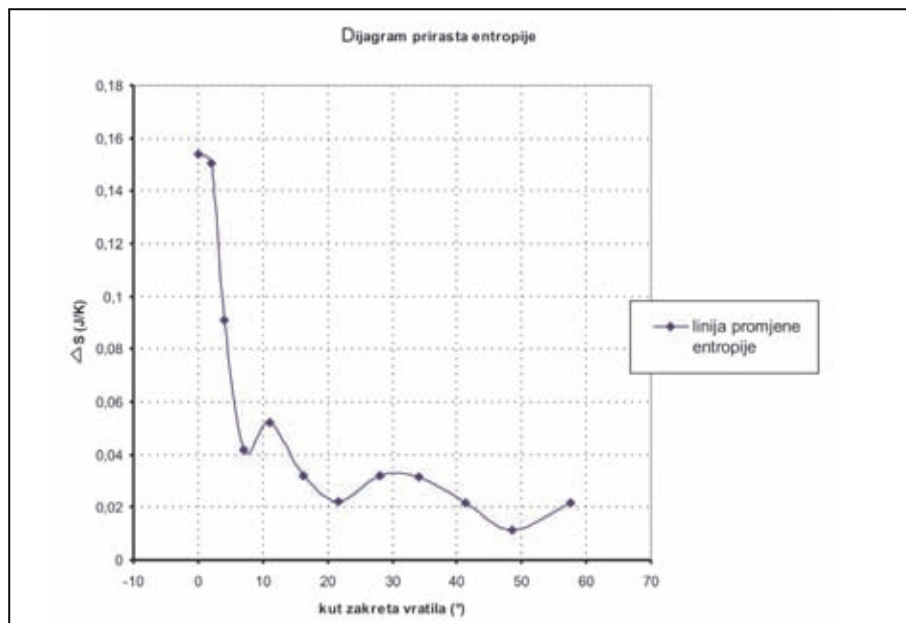
$$Q_V \cong Q_p \quad (35)$$

dakle je:

$$q_V = (u_{13} - u_1) \cong q_p = (h_{13} - h_1) \quad (36)$$

Uvrštavajući vrijednosti u jednačdbu dobivaju se rezultati: $q_V = -2854921,31$ J, a vrijednosti $q_p = -2854948,9$ J, što potvrđuje ispravnost metode upotrijebljene u radu po prvom zakonu termodinamike.

S pomoću drugoga zakona termodinamike može se proračunati vrijednost $\Delta s_{nepov.}$ za jedan ciklus; ona iznosi $\Delta s_{nepov.} = 0,662$ J/K. Množenjem te vrijednosti s T_0 (298,2 K) izračunava se gubitak rada zbog nepovrativosti, što iznosi 200 J. S druge strane, eksergija goriva je 40.000 kJ/kg, a eksergija goriva po jednom ciklusu je $40000000 \text{ J/kg} \cdot 0,00003 \text{ kg/ciklus} = 1200 \text{ J}$.



Slika 8. Dijagram prirasta entropije smjese tijekom izgaranja ovisno o kutu zakreta vratila
Figure 8. Diagram of entropy mixture increase during combustion depending on the crank angle

PRIBLIŽNA PROVJERA REZULTATA PO PRVOM I DRUGOM ZAKONU TERMODINAMIKE / *Approximate Results Test following the First and the Second Thermodynamic Law*

Približna se provjera rezultata može obaviti koristeći se prvim i drugim zakonom termodinamike.

Za provjeru po prvom zakonu termodinamike vrijedi da je ogrjevna moć goriva uz konstantan tlak jednaka promjeni unutarnje energije uz konstantnu

Procjena izvršenog rada po indiciranom dijagramu (slika 6.) je oko 800 J/ciklus, i prema tome oduzimajući vrijednosti izgubljenog rada zbog nepovrativosti i procijenjenoga izvršenog rada po ciklusu od eksergije goriva, po ciklusu se dobiva: $1200 - 800 - 200 = 200$. Taj ostatak od 200 J trebalo bi pripisati preostaloj radnoj sposobnosti produkata izgaranja u stanju 13'.

ZAKLJUČAK / Conclusion

U svim dosadašnjim istraživanjima uvijek je postojao određeni jaz između teoretskih i realnih procesa u motoru SUI. Detaljnijom usporedbom teoretskoga i mjerenog dijagrama indiciranog tlak pri Ottovu ciklusu mogu se uočiti veća odstupanja. Eksponent politrope n varira kod mjerenog dijagrama indiciranog tlaka od 1,33 pri ekspanziji pa do 1,17 pri kompresiji, za razliku od eksponenta politrope za idealizirani ciklus koji iznosi 1,4. Također je razlika i u trenutku početka procesa kompresije koji u stvarnosti počinje prije zatvaranja ispušnih otvora (ventila).

Razlika se pojavljuje i u vrijednostima tlaka kojih iznos u teoretskom dijagramu doseže 54 bara, dok je vrijednost indiciranoga do 36 bara, pa je u tome očita razlika. Prikazom vrijednosti u $\log P - \log V$ dijagramu uočavaju se odstupanja zbog već prije rečenih razlika u politropskim eksponentima između teoretskih i realnih ciklusa i dijagrama.

Daljnji korak je učinjen ovim radom, gdje je povezan tempoizgaranjagorivas promjenom nesamo indiciranog tlaka nego i svih ostalih termodinamičkih veličina stanja uključujući entropiju. Uz potpunije rezultate, ovdje artikulirana metoda fizikalno je znatno bliža realnom procesu, i uzima u obzir ovisnost toplinske moći goriva o tlaku i temperaturi pa omogućuje analizu podataka radne sposobnosti tijekom procesa u cilindru.

LITERATURA / References

[1] Jelić, M.: *Termodinamički proces u cilindru motora SUI u zavisnosti od tempa izgaranja goriva*; magistarski rad, Split, 2004.

[2] Gordon P., Blair, *Design and Simulation of Two – Stroke Engines*, Society of Automotive Engineers, Inc., 1996

[3] Winterbone, D. E., *Advanced thermodynamic for engineers*, Arnold, 338 Euston Road, London NW1, 1997

[4] Heywood, J.B., *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw – Hill Book Company, 1988

[5] Mikuličić, M., Jeras, D., Mahalec, I., *Motori s unutrašnjim izgaranjem*, Tehnička enciklopedija, svezak 9, 1. izdanje, Leksikografski zavod "Miroslav Krleža", Zagreb, 1984.

[6] Aeberli, K., Hashimoto, K., Brown, D.T., *Sulzer RTA 84C The Modern Containership Engine*, New Sulzer Diesel Ltd., 1993

[7] *RTA Two Stroke Marine Diesel Engines*, New Sulzer Diesel, Ltd., 1993

[8] Gatowski, J. A., Balles, E. N., Chun, K. M., Nelson, F. E., Ekchian, J. A., Heywood, J.B., *Heat release analysis of engine pressure data*, SAE Paper 841359, SAE trans., vol. 93, 1984

[9] Perkovič, M., *Combustion model of two stroke large bore slow speed marine diesel engine*, University of Ljubljana, Faculty of maritime studies and transport, Portorož, 2000.

[10] Goodger, E. M., *Combustion calculations*, The Macmillan Press Ltd., 1977

[11] Strahle, W. C., *An introduction to combustion*, Gordon and Breach Science Publishers, 1993.

[12] Glassman, I., *Combustion*, Academic Press, Inc., 1987

[13] Campbell, A. S., *Thermodynamic analysis of combustion engines*, John Wiley and sons, New York, 1979

Rukopis primljen: 4. 6. 2008.

