

# Utjecaj promjene tlaka u cilindru dizelskog motora na stupanj djelovanja procesa

---

**Pecotić, Antonio**

**Undergraduate thesis / Završni rad**

**2019**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **University of Split, Faculty of Maritime Studies / Sveučilište u Splitu, Pomorski fakultet**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:164:297295>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-01-18**

*Repository / Repozitorij:*

[Repository - Faculty of Maritime Studies - Split -  
Repository - Faculty of Maritime Studies Split for  
permanent storage and preservation of digital  
resources of the institution](#)



UNIVERSITY OF SPLIT



**SVEUČILIŠTE U SPLITU  
POMORSKI FAKULTET U SPLITU**

**ANTONIO PECOTIĆ**

**UTJECAJ PROMJENE TLAKA U  
CILINDRU DIZELSKOG MOTORA NA  
STUPANJ DJELOVANJA PROCESA**

**ZAVRŠNI RAD**

**SPLIT, 2019.**

**SVEUČILIŠTE U SPLITU  
POMORSKI FAKULTET U SPLITU**

**STUDIJ: BRODOSTROJARSTVO**

**UTJECAJ PROMJENE TLAKA U  
CILINDRU DIZELSKOG MOTORA NA  
STUPANJ DJELOVANJA PROCESA**

**ZAVRŠNI RAD**

**MENTOR:**  
**Prof. dr. sc. Nikola Račić**

**STUDENT:**  
**Antonio Pecotić**  
**(MB: 0023116219)**

**SPLIT, 2019.**

## SAŽETAK

U ovom radu opisati će se ciklusi na temelju kojih se realizira rad brodskog dizelskog motora. Analizirati će se utjecaj brzine izgaranja na rad motora i prednosti dvofaznog ubrizgavanja. Opisat će se zakon ubrizgavanja koji može utjecati na eksploatacijske parametre, smanjenje štetnih ispušnih plinova i smanjenje mehaničkih opterećenja motora. Nadalje analizirat će se ekonomičnost u pogledu potrošnje goriva i indiciranog stupnja iskorištenja, kao i utjecaj kompresijskog omjera i srednjeg efektivnog tlaka na performanse motora. U zadnjem poglavlju biti će opisane metode mjerenja tlakova i prikazati koliko je važno da tlakovi u cilindrima budu unutar dopuštenih vrijednosti.

**Ključne riječi:** *brodski dizelski motor, izgaranje, zakon ubrizgavanja, indicirani stupanj iskorištenja, kompresijski omjer, metode mjerenja tlakova*

## ABSTRACT

This paper will describe the cycles on which the operation of a marine diesel engine is realized. The effect of combustion speed on engine performance and the benefits of two-phase injection will be analyzed. An injection law will be described that can affect operating parameters, reduce harmful exhaust gases and reduce engine mechanical loads. Furthermore the relationship between fuel economy and indicated thermal efficiency as well as the influence of the compression ratio and the mean effective pressure on engine performance will be analyzed. In the last chapter, the methods of pressure measurement will be described and demonstrate how important it is that the cylinder pressures are within the permissible values.

**Keywords:** *marine diesel engine, combustion speed, injection law, indicated thermal efficiency, compression ratio, methods of pressure measurement*

# SADRŽAJ

<b>1. UVOD.....</b>	<b>1</b>
<b>2. STVARNI CIKLUSI U BRODSKOM DIZELSKOM MOTORU ....</b>	<b>2</b>
<b>3. ANALIZA IZGARANJA GORIVA NA STUPANJ DJELOVANJA PROCESA.....</b>	<b>4</b>
3.1. ANALIZA BRZINE IZGARANJA U MOTORIMA S UNUTARNJIM IZGARANJEM.....	6
3.2. DIESELOV PROCES.....	7
3.3. STVARNI PROCES MOTORA.....	9
3.4. ANALIZA PROMJENE TLAKA S OBZIROM NA ZAKON UBRIZGAVANJA GORIVA.....	12
3.5. OPTIMALNI ZAKON UBRIZGAVANJA .....	13
3.6. DVOFAZNO UBRIZGAVANJE.....	14
<b>4. INDICIRANI STUPANJ ISKORISTIVOSTI BRODSKOG DIZELSKOG MOTORA .....</b>	<b>18</b>
4.1. MEHANIČKI STUPANJ ISKORISTIVOSTI.....	21
<b>5. UTJECAJ KOMPRESIJSKOG OMJERA NA TERMODINAMIČKI PROCES U SUVREMENIM DIESEL MOTORIMA.....</b>	<b>23</b>
5.1. STUPANJ KOMPRESIJE .....	26
<b>6. UTJECAJ SREDNJEG EFEKTIVNOG TLAKA NA SNAGU MOTORA.....</b>	<b>27</b>
6.1. SREDNJI EFEKTIVNI TLAK KOČENJA .....	32
6.2. SREDNJI EFEKTIVNI TLAK TRENJA.....	32
<b>7. METODE MJERENJA PROMJENE TLAKA U CILINDRU MOTORA (INDICIRANJE).....</b>	<b>36</b>
7.1. INDICIRANJE MEHANIČKIM INDIKATORIMA.....	38
7.2. ELEKTRONSKO INDICIRANJE MOTORA .....	41
<b>8. ZAKLJUČAK .....</b>	<b>44</b>
8.1. LITERATURA.....	45

<b>8.2.</b>	<b>POPIS SLIKA .....</b>	<b>46</b>
<b>8.3.</b>	<b>POPIS KRATICA.....</b>	<b>47</b>
<b>8.4.</b>	<b>POPIS MJERNIH JEDINICA .....</b>	<b>48</b>

## 1. UVOD

Dizel motori su pogonski strojevi mnogih brodova. Motori sa unutarnjim izgaranjem su toplinski strojevi, čiji se princip rada bazira na promjeni tlaka i volumena unutar cilindra u motoru. Uvođenjem računalnih programa za održavanje brodskog motora koji prati parametre raznih tlakova (kao što su tlak izgaranja, kompresijski tlak, tlak ubrizgavanja itd.) omogućeno je brže djelovanje u pogledu detekcije i saniranja mogućih oštećenja dijelova motora koji bi mogli nastati sa naglom promjenom tlaka, što bih dovelo do pada stupnja iskorištenja motora ili u najgorem slučaju uništenje motora. Zbog raznih gubitaka topline, trenja, itd. stvarna vrijednost stupnja iskorištenja je mnogo manja od 100%. Kako pri svakom pretvaranju energije iz jednog oblika u drugi postoji određen gubitak, prava usporedba stupnja iskorištenja može se izvršiti samo ako se uzmu u obzir svi gubici od primarnog oblika energije pa do potrošača. Općenito možemo govoriti da je stupanj iskorištenja manji što je više posrednika u sustavu. U pravilu neke od glavnih metoda koje se koriste za povećanje stupnja iskorištenja motora sa unutarnjim izgaranjem uključuju povećavanje kompresijskog omjera, smanjenje trenja između pokretnih dijelova, smanjenje gubitaka topline i osiguravanje potpunog izgaranja goriva korištenjem optimalnog pretička zraka. Nadalje srednji efektivni tlak je dragocjen indikator kapaciteta motora za obavljanje poslova koji je neovisan o zapremnini motora i biti će detaljno obrađen u ovom radu kao i neke od metoda mjerenja promjene tlaka u cilindru motora.

## 2. STVARNI CIKLUSI U BRODSKOM DIZELSKOM MOTORU

Prema termodinamičkom procesu koji se odvija u motorima s unutarnjim izgaranjem razlikuju se:

- 1) **Ottov proces** s izohornim izgaranjem smjese zraka i goriva koja se priprema izvan cilindra u rasplinjaču. Paljenje smjese obavlja se elektroničnom iskrom. Kao gorivo koriste se lako hlapljivi naftni derivati, gorivi plinovi i alkohol, otporni na detonaciju.
- 2) **Dizelski proces** s izobarnim izgaranjem gorive smjese stvorene unutar samoga cilindra. Kao goriva najčešće se primjenjuju teži derivati nafte uštrcani u komprimirani zrak visoke temperature, uslijed čega dolazi do samozapaljenja. Također se mogu koristiti i plinska goriva, a paljenje se postiže uštrcavanjem ulja.
- 3) **Sabathe ili Seiligerov mješoviti proces** s izohornim i izobarnim izgaranjem smjese zraka i goriva suvremeni je Dizelski proces.

U teorijskim termodinamičkim proračunima stvarni proces zamjenjuje se povratnim (ravnotežnim) kružnim procesima uz pretpostavke:

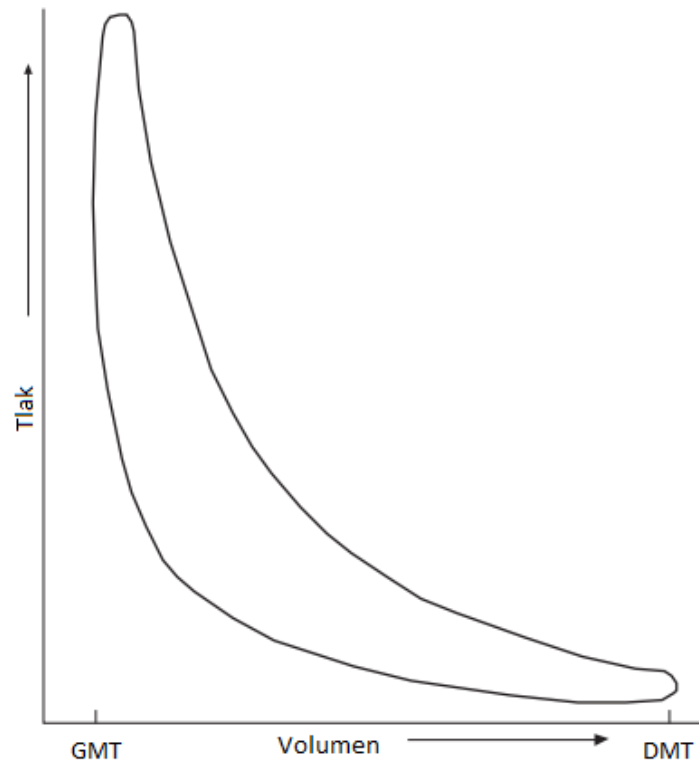
- a) Vanjsko dovođenje i odvođenje topline bez promjene mase i kemijskoga stanja radne materije
- b) Radna materija je idealan plin s konstantnim specifičnim toplinskim kapacitetom.
- c) U kompresijski prostor ulazi zrak ili goriva smjesa bez primjese zaostalih plinova izgaranja
- d) Izgaranje goriva je potpuno
- e) Kompresija i ekspanzija su izentropske [1]

Dok teoretski ciklus olakšava računanje i nudi jednostavni prikaz procesa, on ne predstavlja stvarni proces u motoru. Značajke stvarnog procesa su:

- 1) Način i brzina na koji se dovodi topline (brzina oslobađanja topline) je kompleksna funkcija opreme za ubrizgavanje goriva. Način na koji se ubrizgano gorivo atomizira i distribuira u prostoru za izgaranje; od gibanja zraka tokom i nakon gornje mrtve točke (GMT); i u određenoj mjeri također od kvalitete ubrizganog goriva.
- 2) Kompresijski i ekspanzijski taktovi nisu u potpunosti adijabatski. Toplina se odvodi na stijenkama cilindra do određene mjere zbog utjecaja rashladnog sredstva.
- 3) Ispušni i usisni taktovi na četverotaktnom motoru (i na odgovarajućim fazama dvotaktnog ciklusa) stvaraju razliku u kompresijskom tlaku koje koljenasto vratilo



osjeća kao „crpljenje u radu“. Ovakve situacije se pojavljuju prilikom nagle promjene režima rada motora ili oštećenja klipnih prstenova i košuljice cilindra. Prilikom mjerenja razlike tlakova u cilindrima izmjerena vrijednost ne smije odstupati više od 8% od nazivne tvorničke vrijednosti.



**Slika 1.: Indikatorski dijagram [2]**

Cilj je dizajnera da minimizira gubitke u pogledu topline, tlaka i ukupnog stupnja djelovanja ne dovodeći u pitanje početnu cijenu i pouzdanost, i također da minimizira gubitke u ciklusu. U praksi dizajneri imaju na raspolaganju sofisticirane računalne tehnike koje su u mogućnosti predstaviti stvarne pojave u cilindru sa visokim stupnjem točnosti. Međutim generalno govoreći, učinkovitost ciklusa je funkcija kompresijskog omjera ( ili točnije govoreći efektivnog ekspanzijskog omjera smjese goriva i zraka nakon izgaranja) [2].

### 3. ANALIZA IZGARANJA GORIVA NA STUPANJ DJELOVANJA PROCESA

Prilikom izgaranja gorive smjese nastaju produkti izgaranja s višom temperaturom od preostale svježe gorive smjese. Zbog povećanja temperature produkti izgaranja ekspandiraju i pred sobom komprimiraju preostalu svježju gorivu smjesu. Zbog povećanja tlaka, gotovo adijabatskog, raste i temperatura svježe gorive smjese, kao i temperatura u području najranijih produkata izgaranja. Zbog povećanja temperature u području svježe gorive smjese započinju pretplamene reakcije i na velikom broju lokacija može doći do pojave plamena. Zbog pojave vrlo velikog broja jezgri plamena, površina plamena je vrlo velika i ukupna brzina plamena je također vrlo velika. Povećanje brzine progaranja se povećava za nekoliko stotina puta, što za posljedicu ima naglo povećanje tlaka u prostoru izgaranja, slično eksploziji (detonaciji).

Proces izgaranja smjese goriva i zraka prikazan je dijagramom na slici (2). Izgaranje je podijeljeno u četiri faze:

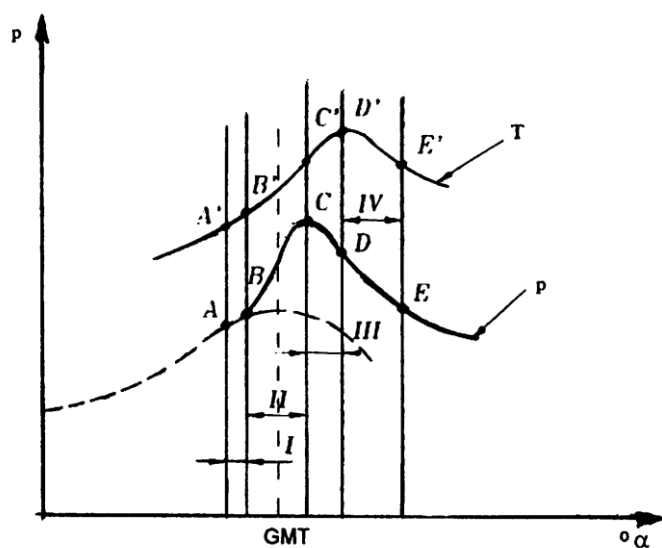
A - B je period zakašnjenja paljenja goriva;

B - C je period izgaranja s naglim porastom tlaka uz približnu izohornu promjenu stanja plina;

C - D period izgaranja pri malim promjenama tlaka;

D - E period dogorijevanja.

Prva faza je zakašnjenje samozapaljenja, a određuje se u indikatorskom dijagramu (slika 2) početkom uštrcavanja goriva (točka A), a traje do početka odstupanja krivulje tlaka izgaranja od krivulje kompresije bez uštrcavanja goriva (točka B).



**Slika 2.: Dijagram promjene tlaka i temperature pri izgaranju u cilindru [3]**

Dužina zakašnjenja samozapaljenja je kraća ako se određuje metodom registracije pojave svjetlosti koja nastaje pri prvoj pojavi plamena, a ne iz dijagrama.

Druga faza je brzo izgaranje i nagli porast tlaka u cilindru motora. U drugoj fazi izgara veliki dio goriva koje se uštrcava u prvoj fazi i dio goriva što se uštrca u drugoj fazi. Od mjesta samozapaljenja plamen se širi u zone u koje je za vrijeme zakašnjenja zapaljenja uštrcano gorivo uspješno ishlapiti i formiralo je smjesu zapaljive koncentracije. Uštrcavanje goriva završava obično u drugoj fazi. Motorima s velikim brojem okretaja, poradi poboljšanja stupnja iskoristivosti motora, cijela se količina goriva uštrcava u prvoj fazi. Treća faza je određena pojavom maksimalnog tlaka (točka C), a završava pojavom maksimalne temperature plinova u cilindru (točka D). Četvrta faza je dogorijevanje goriva u cilindru dizelskog motora. Zapaljiva se smjesa za vrijeme dogorijevanja oblikuje relativno sporo ako je količina neiskorištenog zraka u komori izgaranja mala. Osim toga, u zonama izgaranja i okolo njih nalaze se produkti izgaranja goriva, što sve skupa smanjuje brzinu međusobne difuzije para goriva i zraka te brzinu izgaranja. Vrijeme zakašnjenja zapaljenja iznosi od 0,001 do 0,005 sekunda. To vrijeme treba da je što kraće, a ovisi o cetanskom broju goriva, stupnju kompresije, o rasprskavanju goriva i vrtloženju, o broju okretaja i materijalu stapa [3].

### 3.1. ANALIZA BRZINE IZGARANJA U MOTORIMA S UNUTARNJIM IZGARANJEM

Prilikom izgaranja gorive smjese nastaju produkti izgaranja s višom temperaturom od preostale svježe gorive smjese. Zbog povišenja temperature produkti izgaranja ekspandiraju i pred sobom komprimiraju preostalu svježju gorivu smjesu.

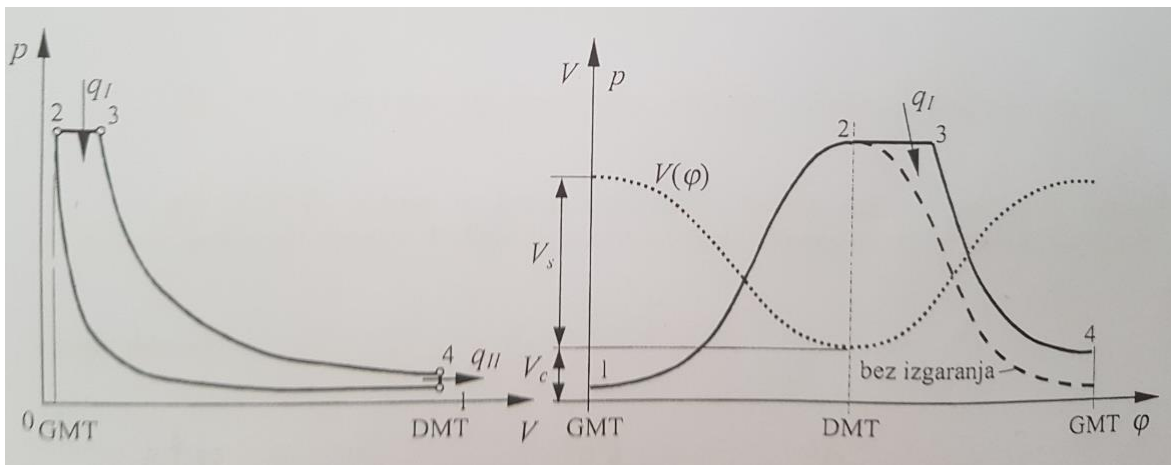
Zbog povećanja tlaka, gotovo adijabatskog, raste i temperatura svježe gorive smjese, kao i temperatura u području najranijih produkata izgaranja.

Zbog povećanja temperature u području svježe gorive smjese započinju pretplamene reakcije i na velikom broju lokacija može doći do pojave plamena (prikazano na lijevoj strani slike). Zbog pojave vrlo velikog broja jezgri plamena, površina plamena je vrlo velika i ukupna brzina plamena je također vrlo velika. Povećanje brzine progaranja se povećava za nekoliko stotina puta, što za posljedicu ima naglo povećanje tlaka u prostoru izgaranja, slično eksploziji (detonaciji).

Brzina izgaranja ovisi o sastavu gorive smjese i o vrtloženju, i normalno iznosi 20 - 30 m/s. Ta je brzina mnogo veća od brzina izmjerenih u kalorimetrijskoj bombi, jer u njoj nema vrtloženja kao u cilindru motora, gdje vrtloženje prenosi jezgre upaljivanja. Mjerenjem u kalorimetrijskoj bombi najbrže izgara vodik (2,6 m/s), a najsporije ugljik-monoksid (0,3 m/s). Ako se omjer gorivo-zrak smanji ili poveća s obzirom na optimalni, brzina izgaranja naglo pada [9].

Daljnji glavni pravac razvoja motora je u povoljnom ovladavanju i vođenju procesa izgaranja. Nužan uvjet za pouzdani tijek izgaranja je prisutnost reakcijskih partnera izmiješanih u odgovarajućem omjeru. Na ovom mjestu se ističe pitanje: kada započeti s izgaranjem i kakav vremenski tijek i trajanje izgaranja možemo postići? Pri zadanom pretičku zraka  $\lambda$  možemo izračunati kolika energija  $q_1$  će se osloboditi izgaranjem 1 kg radnog medija. Ako su poznati stupanj punjenja i dimenzije motora, može se odrediti ukupna toplina dovedena po jednom radnom procesu. Još uvijek nemamo nikakve informacije o tome kako se odvija potrebna pretvorba energije u funkciji kuta koljena ili po hodu klipa. Da bi upoznali uzajamnu ovisnost tijeka izgaranja i procesa, potrebno je poći od teorijskih kružnih procesa.

### 3.2. DIESELOV PROCES



Slika 3.:  $p$ - $V$  i  $p$ - $\varphi$  dijagram za dizelski proces

Postavlja se pitanje: kako moramo dovoditi toplinu da bi se ostvario zadani kružni proces? Volumen cilindra  $V_c$  mijenja se s kutom koljena  $\varphi$  prema jednadžbi:

$$V_c = V(\varphi) = V_k + \frac{\pi D^2}{4} x \quad (1)$$

gdje je:  $x$  hod klipa, mjereno od GMT,  $D$  promjer cilindra i  $V_k$  volumen kompresijskog prostora. Hod klipa  $x$  dobivamo po jednadžbi:

$$x = r(1 - \cos\varphi + \frac{r}{2l} \sin^2\varphi) \quad (2)$$

gdje je:  $r$  radijus koljena,  $l$  dužina ojnice i  $\varphi$  kut koljena, mjereno od položaja GMT.

Sada ćemo dati odgovor na pitanje kako treba dovoditi toplinu za promjenu prema dizelskom procesu. Najprije ćemo usvojiti slijedeće pretpostavke:

- Masa radnog medija  $m$  ostaje konstantna
- Specifične topline  $c_p$  i  $c_v$  ostaju konstantne.

Prema 1. zakonu termodinamike dobivamo:

$$dq_c = du + pdv; \quad v = \frac{V}{m}; \quad pv = RT \rightarrow T = \frac{pv}{R} \rightarrow dT = \frac{pdv + vdp}{R} \quad (3)$$

$$dq_c = c_v dT + pdv = \left(\frac{c_v}{R} + 1\right) pdv \rightarrow dq_c = k \cdot dv$$

jer je kod dizel procesa  $p = \text{const}$ , to je  $dp = 0$  tijekom dovoda topline.

Početak izgaranje kod Dizelskog procesa je u GMT, tako da je u GMT:

$$q_c = 0 \text{ na mjestu } v = v_k$$

Kraj izgaranja leži pri volumenu  $V_3$ , kojemu odgovara kut koljena  $\varphi_3$ . Ukupno dovedena topline je jednaka  $q_c = q_1$ . Integracijom jednadžbe (3) dobivamo:

$$q_c = k \cdot v + C$$

Konstanta  $C$  se dobiva za uvjet  $q_c = 0$  za  $v_c = v_k$  kao:

$$C = -k \cdot v \text{ jer je } q_c(v = v_k) = 0$$

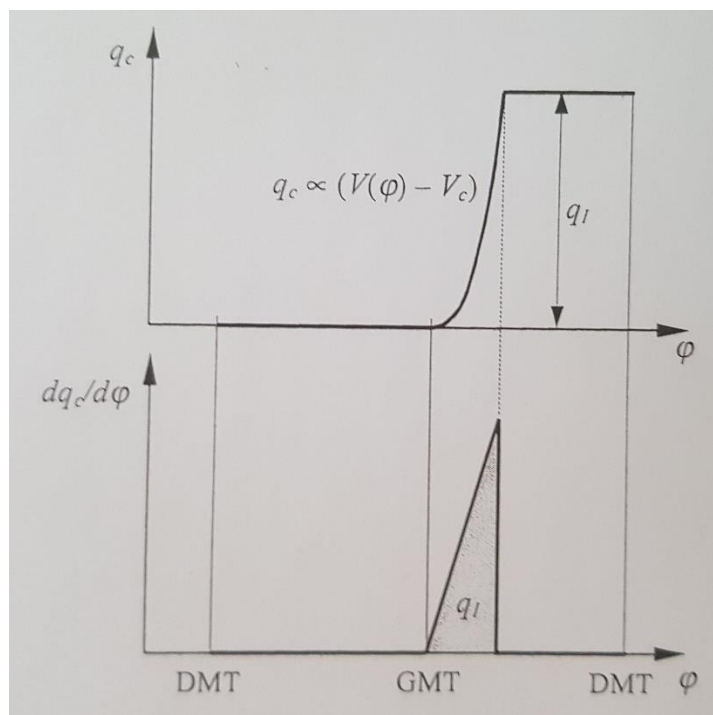
tako da jednadžba za dovod topline konačno glasi:

$$q_c = k(v(\varphi) - v_c) \tag{4}$$

Funkcija  $q_c(\varphi)$  za dizelski proces je prikazana na slici (4). Tu funkciju nazivamo **zakon izgaranja**. Funkciju  $dq(\varphi)/d\varphi$ , koja je prikazana za dizelski proces na slici (4), nazivamo **zakon oslobađanja topline**. Nju možemo odrediti deriviranjem jednadžbe (4) po kutu koljena  $\varphi$ . Uz supstituciju:

$$\frac{dq_c}{dt} = \frac{dq_c}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dq_c}{d\varphi} \omega$$

Možemo zaključiti da je kod većih brzina vrtnje (veći  $\omega$ ) potrebno povećati brzinu reakcije, ukoliko želimo sačuvati jednake karakteristične točke procesa.



**Slika 4.: Ukupni zakon izgaranja i zakon oslobađanja topline za dizelski proces**

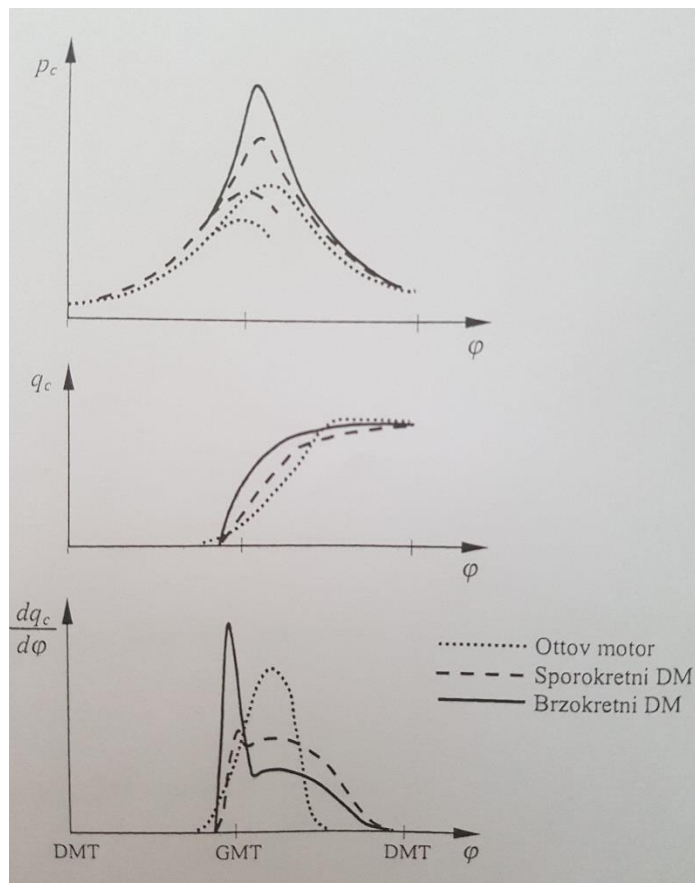
Prema slici (4) vidimo da brzina oslobađanja topline stalno raste sve do maksimalne vrijednosti, kada naglo prestaje. Vidimo da je za oslobađanje topline potrebno neko konačno vrijeme.

### 3.3. STVARNI PROCES MOTORA

Na slici (5) su kvalitativno prikazane promjene u Otto motoru i dizelskom motoru. Kako je to vidljivo iz slike, brzina kemijske reakcije izgaranja je uvijek konačna, tako da ne egzistira beskonačno veliki gradijent  $dq_c/d\phi$ . Termodinamički bi bilo veoma pogodno da se izgaranje vrši upravo pri  $dq_c/d\phi \rightarrow \infty$ . Takvo naglo izgaranje bi prouzročilo nagli porast tlaka u cilindru i gotovo udarno mehaničko opterećenje na koljenasti mehanizam. Već je Sir Harry Ralph Ricardo preporučio da brzina porasta tlaka u cilindru ne bude previsoka, tako da je preporučio slijedeće granične vrijednosti:

$$\text{Otto motori } \left( \frac{dq_c}{d\phi} \right)_{max} = 1.7 - 2.5 \text{ bar/}^\circ\text{KV}$$

$$\text{Dizelski motori } \left( \frac{dq_c}{d\phi} \right)_{max} = 2.5 - 5.0 \text{ bar/}^\circ\text{KV}$$



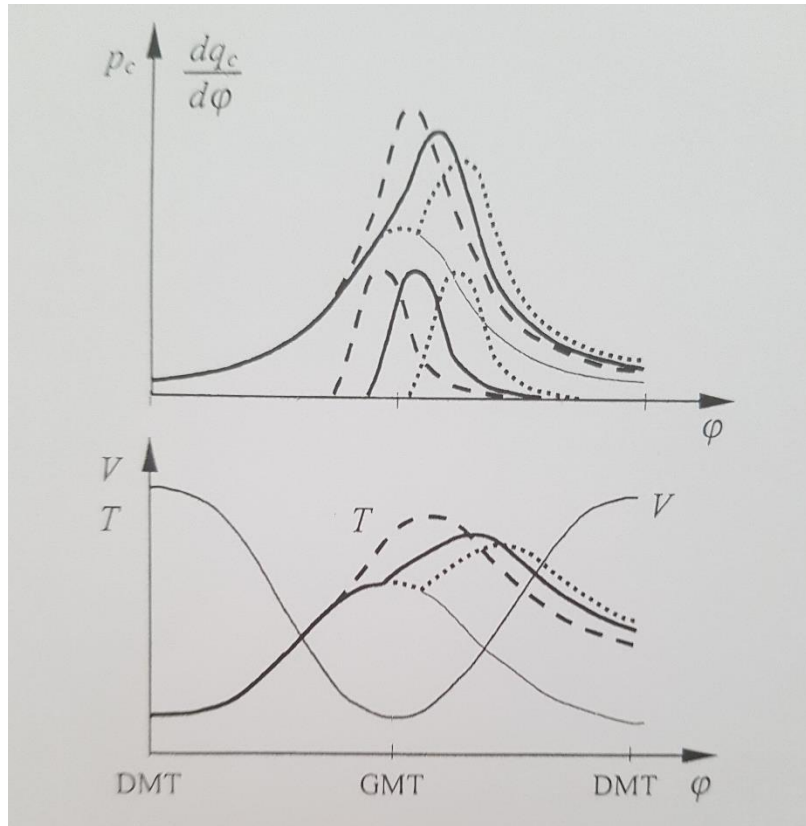
**Slika 5.: Stvarni proces Diesel i Otto motora**

Proces s dovodom topline po izohori, čak i kada bi u praksi bio ostvariv, ne bih bio poželjan, zbog udarnog opterećenja na koljenasti mehanizam. Proces s izohornim dovodom topline se u praksi ne može ostvariti, ali mu se možemo znatno približiti.

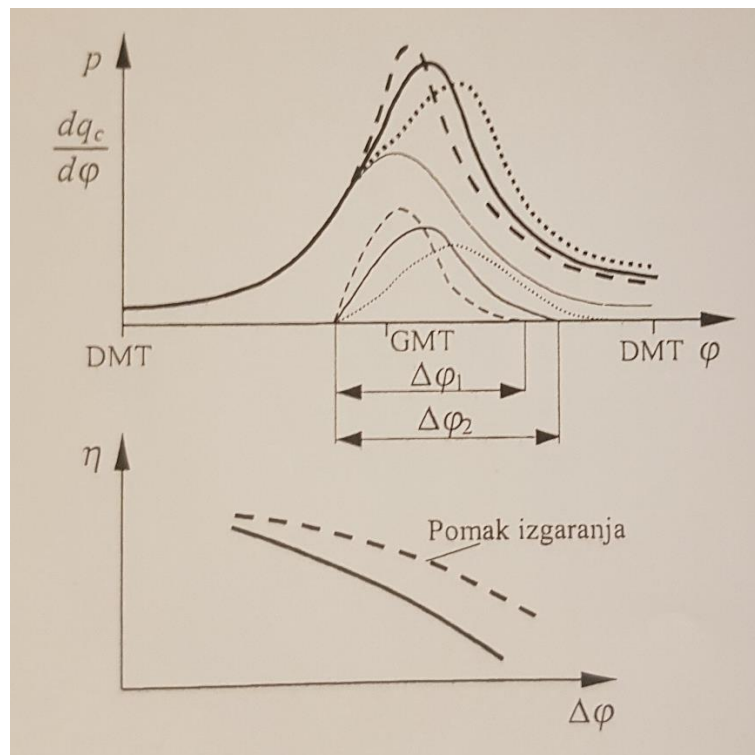
Brzokretni dizelski motori se najviše približavaju Seiligerovom procesu. Kod tih motora postoji stalno opasnost od preopterećenja mehanizma zbog početnog naglog izgaranja i naglog porasta tlaka.

Sada će biti analizirano kakav je utjecaj zakona oslobađanja topline na proces u motoru i karakteristične veličine procesa (maksimalni tlak u cilindru, stupanj djelovanja, promjenu temperature i toplinu predanu stijenkama). Ako je zakon oslobađanja topline zadan, tada njegov položaj obzirom na GMT određuje proces u motoru (vidi sliku 6)





Slika 6.: Utjecaj početka izgaranja na proces izgaranja u motoru



Slika 7.: Utjecaj trajanja izgaranja na stupanj djelovanja procesa

Dovedena količina topline je konstantna.

$$pv = RT \rightarrow T = \frac{pv}{R}$$

Što ranije započinje izgaranje, to će biti viši dostignuti maksimalni tlak i maksimalna temperatura procesa, dok će istovremeno tlak i temperatura na kraju ekspanzije biti niži.

Poboljšanje stupnja djelovanja postiže se sve dotle dok se težište plohe dijagrama zakona oslobađanja topline otprilike ne poklopi s položajem GMT ( u stvarnosti je optimalni položaj težišta nešto kasniji zbog utjecaja gubitaka topline prijelazom na stijenke cilindra). Brzina porasta tlaka je veća, što ranije započinjemo s izgaranjem. Iz svega toga se može zaključiti da za određeni motor imamo položaj optimalnog kuta pretpaljenja, odnosno pred ubrizgavanja ( kod dizelskog motora).

Utjecaj trajanja izgaranja izraženog po kutu koljena prikazan je na slici (7). Produženje trajanja izgaranja ima sličan utjecaj kao i kasniji početak izgaranja, tj. smanjenje maksimalnog tlaka i temperature procesa, smanjenje brzine porasta tlaka i smanjenje stupnja djelovanja. Trajanje izgaranja ovisno o brzini vrtnje motora i može se dijelom kompenzirati pomicanjem početka izgaranja.

Optimalne vrijednosti stupnja djelovanja dobivamo ako težište plohe zakona oslobađanja topline leži neposredno iza GMT. Stupanj djelovanja je pri tome to viši, što je kraće trajanje izgaranja.

Kod dizelskih motora je ostvarivanje razvojnih ciljeva daleko teže jer se ovdje mora voditi računa o daleko višim tlakovima i visokim gradijentima porasta tlaka. Pored kratkog trajanja izgaranja pravilan početak izgaranja i oblik krivulje zakona oslobađanja topline su od velikog značaja. Da bi mehaničko opterećenje koljenastog mehanizma bilo što manje, mora se nastojati da početni nagli porast tlaka pri izgaranju bude što manji i da se izgaranje završava naglo.

### **3.4. ANALIZA PROMJENE TLAKA S OBZIROM NA ZAKON UBRIZGAVANJA GORIVA**

Što je veća temperatura u cilindru na kraju kompresije to brže isparava ubrizgavano gorivo, brže se pali, širenje plamena je brže pa je veća i brzina porasta tlaka. Što je veći tlak ubrizgavanja to su sitnije kapljice goriva i to brže je izgaranje. Zbog toga je i brzina porasta tlaka veća. Veći broj mlazova olakšava miješanje goriva i zraka što opet ubrzava izgaranje i

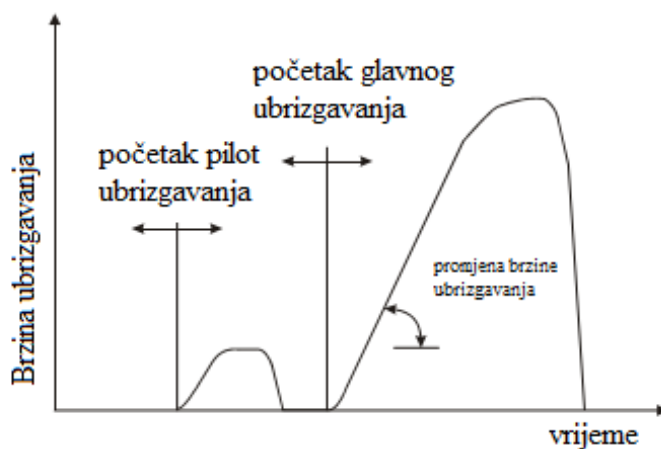
povećava brzinu porasta tlaka. Položaj početka ubrizgavanja u odnosu na GMT i zakon ubrizgavanja imaju veliki utjecaj na tok tlaka u cilindru. Oni određuju da li će se više topline dovesti pretežno kod konstantnog volumena ili kod konstantnog tlaka. To također utječe i na vršni tlak procesa [10].

### 3.5. OPTIMALNI ZAKON UBRIZGAVANJA

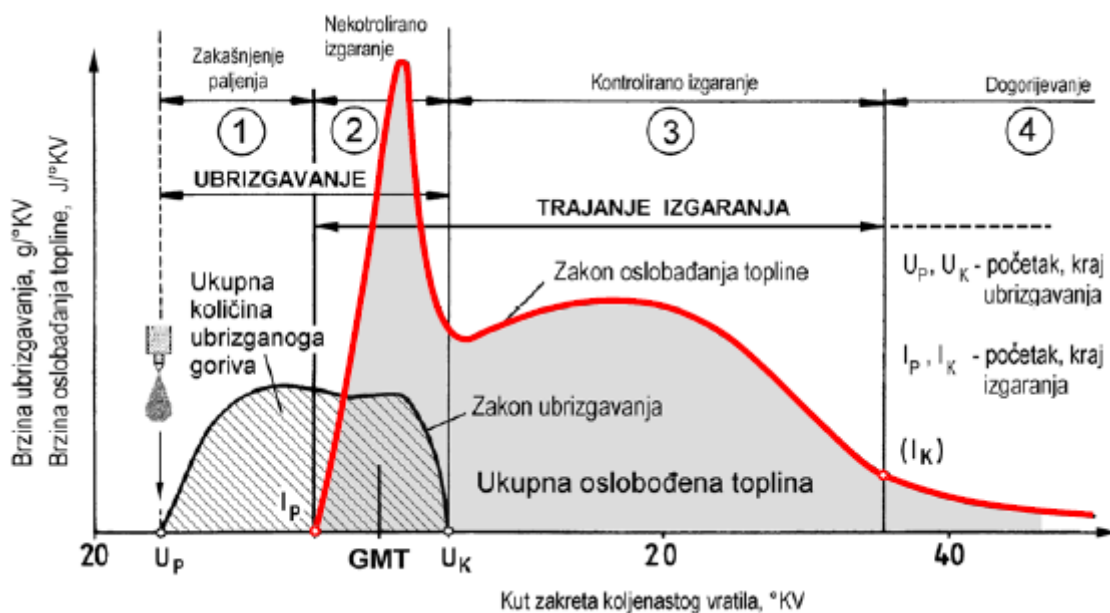
Prema definiranim zadacima, suvremeni sustavi opskrbe gorivom za dizelske motore temelje se na upotrebi direktnog ubrizgavanja goriva pod visokim tlakom. Velika pažnja posvećena je dizajnu zakona ubrizgavanja, posebno na početku postupka ubrizgavanja. "Projektiranje" zakona ubrizgavanja može proizvesti nižu razinu buke, opterećenja i emisije NOX-a. Optimalni zakon ubrizgavanja mogao bi se postići na različite načine, a što izravno ovisi o kontroli procesa ubrizgavanja. Poznate kontrole postupka ubrizgavanja kod sustava za ubrizgavanje goriva su:

- konvencionalni sustavi ubrizgavanja goriva bez elektroničke kontrole;
- moderni sustavi ubrizgavanja goriva s elektroničkim upravljanjem.

Ubrizgavanje malog dijela goriva na početku procesa ubrizgavanja tzv. "pilot ubrizgavanje" postiže bolje uvjete za proces izgaranja tijekom glavnog ubrizgavanja goriva u radnu komoru. Dobiva se manji gradijent tlaka i manji šum. Na taj se način dobiva i izravna kontrola procesa sagorijevanja, što omogućuje smanjenje emisija štetnih tvari u ispušnim plinovima, kao i niža toplinska i mehanička opterećenja [12].



Slika 8.: Optimalni zakon ubrizgavanja [12]



**Slika 9.: Zakon ubrizgavanja i zakon oslobađanja topline kod dizelskog motora [10]**

Oznake:

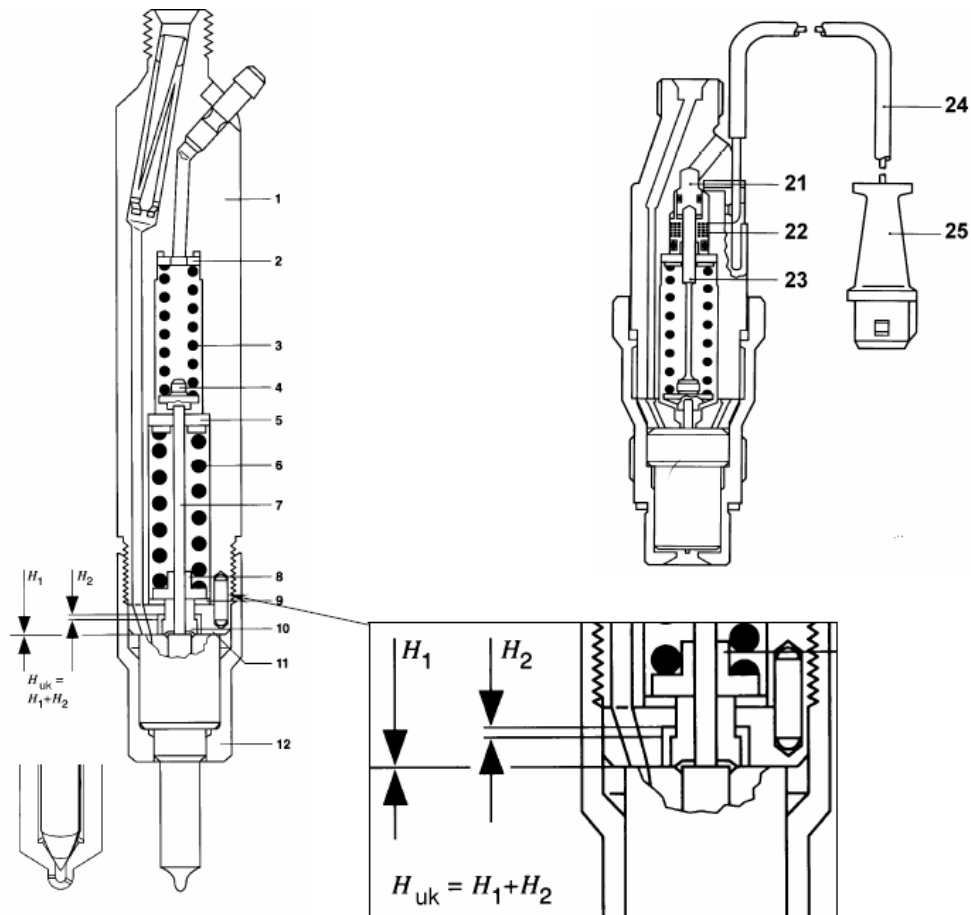
UP –ubrizgavanje početak, UK –ubrizgavanje kraj, IP – izgaranje početak, IP – izgaranje kraj, T - zežište izgaranja. Osjenčana ploha prikazuje ukupnu količinu goriva po procesu, odnosno ukupnu oslobođenu toplinu.

### 3.6. DVOFAZNO UBRIZGAVANJE

Prve konstrukcije koje su omogućile dvofazno ubrizgavanje bile su brizgaljke s dvije opruge (slika 5). Sredinom 1990-ih u serijsku su proizvodnju puštene i pumpe brizgaljke drugačije konstrukcije, koje su također omogućavale dvofazno ubrizgavanje. Najveću slobodu u pogledu broja ubrizgavanja u jednom radnom ciklusu pruža sustav Common Rail koji u početku radi samo s odvojenim predubrizgavanjem a od 2003. g. kod novih motora s višestrukim ubrizgavanjem goriva u jednom radnom ciklusu u cilju uspješnog smanjivanja buke izgaranja.

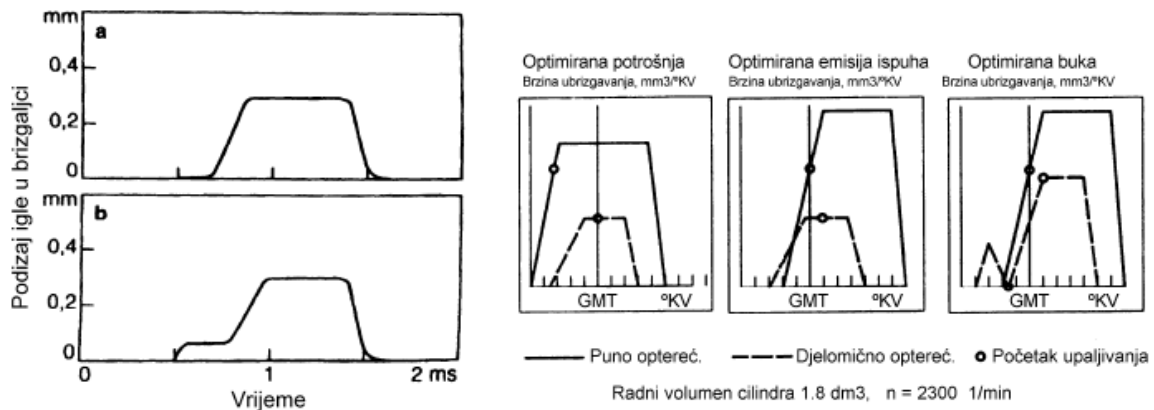
Najprije se pod manjim tlakom ubrizgava mala količina goriva (tzv. “pilot-ubrizgavanje”), raspršenog u sitne kapljice, koja se brzo upali i zagrije plinove u cilindru te im ujedno povećava i tlak. Kada počne glavno ubrizgavanje s velikim tlakom i protokom, zrak u cilindru je na znatno višoj temperaturi pa se i ova nova količina goriva lako i brzo zapali. Kako se u ovom glavnom izgaranju do istog vršnog tlaka kreće od većeg polaznog

tlaka, to je brzina porasta tlaka manja pa je i buka izgaranja niža. Suvremeni common rail sustavi s piezo-brizgaljkama omogućuju pet ubrizgavanja u jednom radnom procesu.



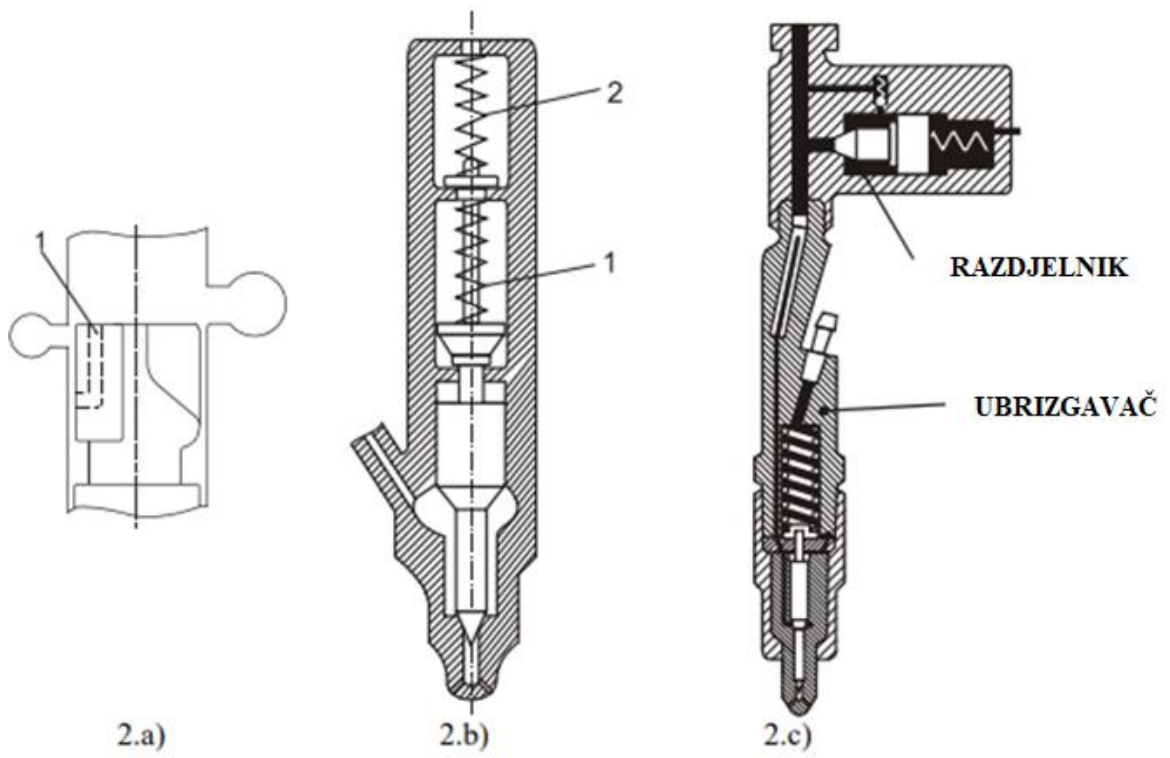
**Slika 10.: Lijevo: Ubrizgavač s 2 opruge za dvofazno ubrizgavanje, Desno gore: Ubrizgavač s davačem pomaka igle [10]**

Kad počne dobava, igla se malo podigne za mali iznos  $H_1$  i posredstvom tlačnog svornjaka (4) stisne mekanu oprugu (3). Gorivo istječe pod malim tlakom, mlazom male prodornosti, ali se zato raspršuje u finu maglu. U međuvremenu, dok gorivo istječe, puni se volumen ispod vrha igle brizgaljke i tlak u njemu raste sve dok ne stisne tvrdu oprugu (6) i podigne iglu za veliki iznos  $H_2$ . Sada su rupice za istjecanje goriva na vrhu brizgaljke potpuno slobodne i gorivo istječe pod velikim tlakom u snažnim i prodornim mlazovima [10].



**Slika 11.: Lijevo: Podizaj igle u brizgaljci kod običnog (gore) te kod dvofaznog ubrizgavanja u jednoj od prvih izvedbi (dolje). Desno: Idealizirani zakoni ubrizgavanja optimirani po različitim kriterijima (dvofazno ubrizgavanje je sasvim desno) [10]**

Osnovni nedostatak nekih rješenja za dvofaznu injekciju (kao što su uvođenje: dodatnih preljevnih kanala u klipnu i cilindarsku košuljicu visokotlačne pumpe, dvoopružnog ubrizgavača i ubrizgavača s razdjelnikom) je nemogućnost postizanja optimalnog zakona ubrizgavanja tijekom svih režima brzine i opterećenja. Neki od njih imaju neželjene oscilacije karakterističnih parametara. Najbolje rješenje za dvofazno ubrizgavanje je uvođenje ubrizgavača s razdjelnikom (prikazanog u slici (7), 2.c). Princip rada temelji se na sljedećem: Na početku povećanja tlaka u ubrizgavaču, uzrokovano djelovanjem visokotlačne pumpe, igla mlaznice se počinje dizati sa sjedišta i čini mogućim početak ubrizgavanja. Međutim, kada se pritisak u ubrizgavaču podigne dovoljno da se prevlada sila opruge u razdjelniku, dolazi do otvaranja ventila u razdjelniku što omogućuje protok goriva kroz preljevni kanal. Ovaj protok goriva kroz preljevni kanal uzrokuje smanjenje tlaka goriva i igla počinje spuštati na sjedište. Na taj način je završena faza pilot-injekcije. Daljnje povećanje pritiska, uzrokovano visokotlačnom pumpom, dovodi do početka glavnog ubrizgavanja čije je trajanje uvjetovano tlakom goriva u ubrizgavaču [12].



Slika 12.: Dizajn sistema ubrizgavača za dvofazno ubrizgavanje [12]

#### 4. INDICIRANI STUPANJ ISKORISTIVOSTI BRODSKOG DIZELSKOG MOTORA

U termodinamičkom kružnom procesu prema drugom zakonu termodinamike jedan dio topline predaje se rashladnom spremniku. Odnos topline, koja se pretvorila u mehanički rad i koja je predana klip i ukupno dovedene topline ( ili topline razvijene izgaranjem) daje termički stupanj iskoristivosti.

U stvarnom procesu, toplinom odvedenom rashladnom spremniku smatra se ona toplina što je odvedena ispušnim plinovima. Osim toga, nastaju gubici zbog nepotpunog izgaranja goriva, kao i dio topline koja se preko stijenka cilindra predaje na rashladno sredstvo, odnosno okolinu.

Svi toplinski gubici stvarnog procesa u radu motora uzimaju se u obzir indiciranim stupnjem iskoristivosti  $\eta_i$ . Indicirani stupanj iskoristivosti jednak je odnosu topline pretvorene u indicirani rad u cilindru motora i topline koja se gorivom dovodi u cilindar:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_d} \quad (5)$$

gdje je:

$Q_d$  - dovedena količina topline, kJ/h

$$Q_d = G_h \cdot H_d \quad (6)$$

$G_h$  - potrošak goriva na sat, kg/h

$H_d$  - donja ogrjevna vrijednost goriva, kJ/kg

Količina topline koja odgovara indiciranom radu  $W_i$ , kJ/h može se izračunati po izrazu:

$$W_i = 3600 \cdot P_i \quad (7)$$

Uvrštavanjem izraza (7) i (6) u izraz (5) dobiva se:

$$\eta_i = \frac{3600 \cdot P_i}{G_h \cdot H_d} = \frac{3600}{b_i \cdot H_d} \quad (8)$$

$b_i$  - specifični indicirani potrošak goriva, kg/kWh

$$b_i = \frac{G_h}{P_i} \quad (9)$$



Specifični indicirani potrošak goriva i indicirani stupanj iskoristivosti mogu se odrediti prema podacima dobivenima mjerenjem potroška goriva  $G_h$  i indiciranom snagom motora. Indicirani stupanj iskoristivosti hi kod goriva s  $H_d = 41868$  kJ/kg dizelskih motora bit će:

za 2TDM 0,42 - 0,56

za 4TDM 0,45 - 0,58

Indicirani specifični potrošak goriva bi, kg/kWh dizelskih motora je:

za 2TDM 0,177 - 0,204

za 4TDM 0,170 - 0,190

Indicirani stupanj iskoristivosti  $\eta_i$  ovisi o više konstrukcijskih i eksploatacijskih čimbenika. Najjači utjecaj ima stupanj kompresije  $\varepsilon$ , konstrukcija komore izgaranja, koeficijent viška zraka, kut uštrcavanja goriva i broj okretaja motora. Indicirani stupanj iskoristivosti  $\eta_i$  i specifični potrošak goriva bi mogu se dobiti s pomoću podataka dobivenih mjerenjem i s pomoću izraza (4) i (5) ili proračunom radnih procesa koji se motoru događaju u cilindru. Potrošak goriva na sat  $G_h$  izračuna se iz izraza za potrošak zraka na sat. Potrošak zraka na sat  $G_{zh}$  dobiva se preko potroška goriva  $G_h$ :

$$G_{zh} = 28,97 \cdot \lambda \cdot Z_o \cdot G_h \quad (10)$$

Osim toga, može se on izračunati s pomoću dimenzija cilindra, gustoće zraka  $\rho_z$  i koeficijenta punjenja  $\lambda_p$ :

$$G_{zh} = \frac{60 \cdot d^2 \cdot \pi \cdot s \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \rho_z \cdot \lambda_p}{4} \quad (11)$$

Gustoća zraka je:

$$\rho_z = \frac{p_z}{R_z T_z} \quad (12)$$

$R_z$  - plinska konstanta zraka, kJ/kgK

Izjednače li se izrazi (10) i (11) te se upotrijebi izraz (12) i umnožak  $m \cdot R_s = 28,97 \times 0,287$ , dobiva se:

$$G_{zh} = \frac{60 \cdot d^2 \cdot \pi \cdot s \cdot i \cdot n \cdot z \cdot p_z \cdot \lambda_p}{4 \cdot 8,315 \cdot \lambda \cdot Z_o \cdot T_o} \quad (13)$$

Ako se uvrste izrazi (43) i (13) u jednadžbu (9), nastaje izraz za specifični potrošak goriva  $b_i$  u obliku:

$$b_i = 433 \frac{p_z \cdot \lambda_p}{\lambda \cdot Z_o \cdot T_o \cdot p_i} \quad (14)$$

Uvrštavanje izraza za indicirani specifični potrošak goriva (14) u (8) rezultat je izraz za izračunavanje indiciranog stupnja iskoristivosti:

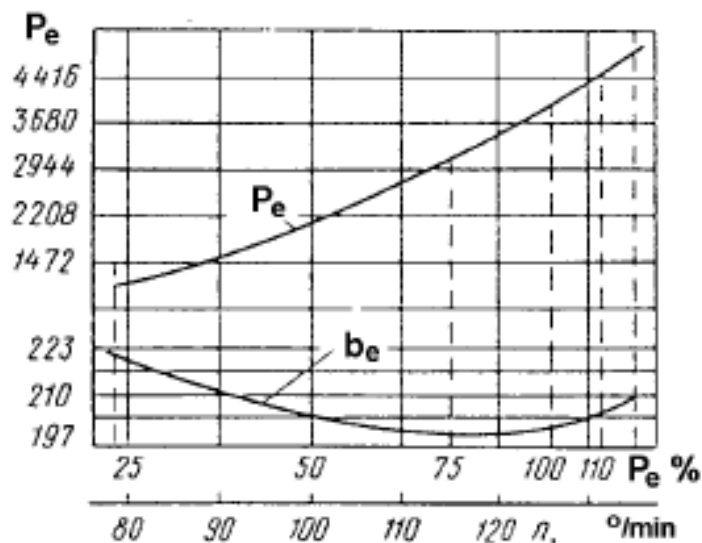
$$\eta_i = 8,315 \frac{Z_o \cdot T_o \cdot p_i}{H_d \cdot p_z} \quad (15)$$

Taj se izraz upotrebljava za procjenu  $\eta_i$ .

Tip motora	$b_e$ , g/kWh	$b_m$ , g/kWh	$\eta_e$ , %
Sporookretni	160 - 210	0,5 - 1,0	44 - 50
Srednjookretni	170 - 215	1,0 - 2,0	44 - 48
Brzookretni	205 - 230	2,0 - 5,0	38 - 41

**Slika 13.: Specifični potrošak goriva i efektivna iskoristivost [3]**

Kao pokazatelj ekonomičnosti brodskih dizelskih motora daje se ukupni specifični efektivni potrošak ulja  $b_m$ , g/kWh. Povećani efektivni stupanj iskoristivosti i smanjeni specifični potrošak goriva uz povećani stupanj nabijanja, postiže se tako da se poveća mehanički stupanj iskoristivosti, poboljša stvaranje homogene smjese zraka i goriva, te ostvari bolje iskorištavanje energije ispušnih plinova. Promjenom radnog režima motora mijenja se i specifični potrošak goriva. Minimalni potrošak goriva  $b_e$  u brodskih motora postiže se obično na 80 do 90% nominalnog broja okretaja. Promjena specifičnog potroška goriva  $b_e$  ovisno o broju okretaja u sporookretnim brodskim motorima dana je na dijagramu slike (9).



**Slika 14.: Dijagram efektivne snage i specifičnog potroška goriva u 2TDM prema vijčanoj karakteristici [3]**

Za brodske porivne motore posebno je važno zadržavati mali potrošak goriva u cijelom radnom režimu od minimalnoga do nominalnog. To će se ostvariti brižljivim održavanjem sustava ispiranja i nabijanja, te sustava goriva, ali i boljom smjesom goriva i zraka, što poboljšava izgaranje u motoru. Snaga brodskih motora i njihova ekonomičnost zavise, također, o barometarskom tlaku i temperaturi zraka, kao i o donjoj ogrjevnoj vrijednosti goriva. Zbog toga ISO standard 3046/1 propisuje temperaturu zraka 25° C, barometarski tlak 1 bar, temperaturu rashladne vode na ulazu u hladnjak zraka 25°C i donju ogrjevnu vrijednost goriva 42,7 MJ/kg. Ako se stvarne vrijednosti ovih veličina razlikuju od navedenih, to se pri proračunu snage treba imati u vidu, jer povećanje temperature zraka za 10°C znači smanjenje snage za 3% [3].

#### 4.1. MEHANIČKI STUPANJ ISKORISTIVOSTI

Za ocjenu uspješnosti pretvorbe indicirane snage u efektivnu koristi se mehanički stupanj iskoristivosti  $\eta_m$ . Mehanički stupanj iskoristivosti jednak je omjeru efektivne i indicirane snage motora:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (16)$$

Mehanički stupanj iskoristivosti obuhvaća sve mehaničke gubitke koji nastaju za vrijeme rada dizelskih motora. Polazeći od izraza može se napisati stupanj iskoristivosti u obliku:

$$\eta_m = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + P_m} \quad (17)$$

Snaga mehaničkih gubitaka približno se određuje kao indicirana snaga motora u praznom hodu. Idući podaci mehaničkog stupnja iskoristivosti dobiveni su ispitujući rad motoru pri nominalnoj snazi:

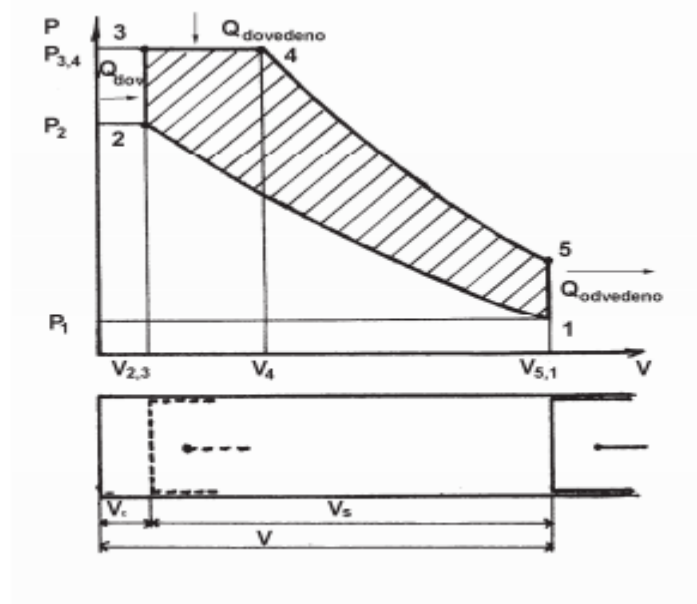
za 2TM sporookretne 0,88 - 0,91  
za 4TM srednjookretne 0,89 - 0,91  
za 4TM brzookretne 0,80 - 0,85

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad (18)$$

Iz podataka se vidi da su mehanički gubici znatni. Na njih utječu mnogi faktori, npr. broj okretaja, stanje površina koje se međusobno taru, kvaliteta podmazivanja, način rukovanja itd. [3].

## 5. UTJECAJ KOMPRESIJSKOG OMJERA NA TERMODINAMIČKI PROCES U SUVREMENIM DIESEL MOTORIMA

U motorima sa unutarnjim izgaranjem, toplina se može dovesti djelomično uz konstantni volumen, a djelomično uz konstantni tlak. Takav termodinamički proces naziva se mješoviti (Sabatheov), a motori se obično nazivaju suvremeni Diesel za razliku od klasičnih, s izobarnim dovođenjem topline.



Slika 15.: Sabatheov kružni proces [3]

1-2 Adijabatska kompresija: povećava se temperatura i tlak zraka, a volumen zraka se smanjuje.

2-3 Izohorna promjena stanja s dovođenjem topline: klip ostaje na mjestu, a dovođenjem topline povećava se tlak i temperatura, dok volumen ostaje nepromijenjen.

3-4 Izobarska promjena stanja: dovodi se toplina pri čemu se povećava volumen i temperatura, dok tlak ostaje nepromijenjen. Klip se pomakne od točke 3 do točke 4.

4-5 Adijabatska ekspanzija: smanjuje se temperatura i tlak zraka, a volumen se povećava.

5-1 Izohorna promjena stanja: klip ostaje na svom mjestu, a u cilindru se izvodi izohorna promjena stanja s odvođenjem topline, smanjuje se tlak i temperatura, dok volumen ostaje nepromijenjen.

Termički stupanj iskorištenja procesa je:

$$\eta_t = \frac{l}{q_d} = \frac{q_d - q_o}{q_d} = 1 - \frac{q_o}{q_d} = 1 - \frac{c_v (T_5 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2) + \lambda c_v (T_4 - T_3)} \quad (59)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_5 - T_1)}{(T_3 - T_2) + \lambda (T_4 - T_3)} \quad (20)$$

Veličine koje karakteriziraju idealan mješoviti proces uz početno stanje  $(p_1, T_1)$  su: omjer kompresije:

$$r_v = \frac{V_c}{V_k} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_5}{V_3} \quad (21)$$

omjer tlakova:

$$r_p = \frac{p_3}{p_2} \quad (22)$$

omjer uštrcavanja ili opterećenja:

$$r_u = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2} \quad (23)$$

Tlak  $p_2$  i temperatura  $T_2$  nakon izentropske kompresije su:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\lambda = p_1 r_v^\lambda \quad (24)$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\lambda-1} = T_1 r_v^{\lambda-1} \quad (25)$$

Temperatura  $T_3$  nakon izohornoga dovođenja topline je:

$$T_3 = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2}\right) = T_2 r_p = T_1 r_v^{\lambda-1} r_p \quad (26)$$

Temperatura  $T_4 = T_{\max}$  nakon izobarnoga izgaranja iznosi:

$$T_4 = T_3 \left( \frac{V_4}{V_3} \right) = T_3 r_U = T_1 r_v^{\lambda-1} r_p r_U \quad (27)$$

Temperatura  $T_5$  nakon izentropske ekspanzije:

$$T_5 = T_4 \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^{\lambda-1} = T_1 r_v^{\lambda-1} r_p r_U \left( \frac{V_4}{V_1} \right)^{\lambda-1} = T_1 r_p r_U^{\lambda} \quad (28)$$

Maksimalni tlak  $p_3 = p_4$ :

$$p_3 = p_2 r_p = p_1 r_v^{\lambda} r_p \quad (29)$$

Zamjenom dobivenih vrijednosti u izraz za termički stupanj iskorištenja dobije se:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{\lambda-1}} \frac{r_p r_U^{\lambda} - 1}{(r_p - 1) + \lambda r_p (r_U - 1)} \quad (30)$$

Termički stupanj iskorištenja dizelskog kružnog procesa ovisi o vrsti radne materije s kojom se kružni proces izvodi  $\lambda$ , o kompresijskom omjeru i omjeru uštrcavanja ili opterećenja. Povećanjem kompresijskog omjera raste termički stupanj iskorištenja i maksimalna temperatura. Povećanjem kompresijskog omjera povećava se tlak i temperatura zraka na kraju kompresije, što zahtjeva povećanje debljine stijenke cilindra i bolji materijal, tj. motor postaje teži i skuplji. Termički stupanj iskorištenja raste sa povećanjem kompresije  $r_v$  uz stalni omjer tlakova i omjer uštrcavanja. Mješoviti procesi mogu imati jednak omjer kompresije kao i dizelski, no postiže se viši maksimalni tlak i temperatura, jer se dio topline odvodi izohorno. Pri konstantnom omjeru, porastom omjera tlakova  $r_p$  i sniženjem omjera uštrcavanja  $r_U$ , povećava se termički stupanj iskorištenja.

Ispitivanjem se odredio kompromis između sve tri spomenute veličine tako da je kod motora mješovitog termodinamičkog procesa optimalni kompresijski omjer od **14** do **20**, omjer izgaranja pri konstantnom tlaku  $\approx$  **1,3** a omjer izgaranja pri konstantnom volumenu do **1,5** [1].

## 5.1. STUPANJ KOMPRESIJE

Odabir stupnja kompresije za brodske dizelske motore ovisi o tipu motora, brzohodnosti, sposobnosti stvaranja smjese zraka i goriva, tlaku nabijanja, konstrukcijskim karakteristikama i uvjetima iskorištavanja. Stupanj kompresije treba osigurati sigurno upućivanje motora, tj. mora osigurati samozapaljenje goriva u režimu upućivanja. Ti su zahtjevi ispunjeni ako je stupanj kompresije motora bez nabijanja najmanje 12, a motora s nabijanjem najmanje 11.

S povećanjem stupnja kompresije povećava se stupanj iskoristivosti motora. Zbog toga se nastoji koristiti što većim stupnjem kompresije. Međutim, povećava li se stupanj kompresije, raste tlak na svršetku kompresije, a prema tomu i opterećenje pojedinih dijelova motora. Povećavanje opterećenja pojedinih dijelova zahtijeva njihove veće dimenzije ili uporabu kvalitetnijih materijala za njihovu izradu. Zbog toga, brodskim dvotaktnim diesel motorima vrijednosti stupnja kompresije nalaze se u ovim intervalima:

11 - 17 kod sporookretnih

12 - 18 kod srednjookretnih

15 - 24 kod brzookretnih

U eksploataciji višecilindričnih brodskih dizelskih motora valja osigurati identične radne procese i ravnomjeran raspored snage po cilindrima. Poradi toga potrebno je motoru regulirati rad tako da na svršetku kompresije bude tlak u svim cilindrima približno jednak. Redovito je u eksploataciji brodskih dizelskih motora dopušteno odstupanje prosječne vrijednosti tlaka na svršetku kompresije za  $\pm 2\%$  [3].



## 6. UTJECAJ SREDNJEG EFEKTIVNOG TLAKA NA SNAGU MOTORA

Srednji efektivni tlak (MEP) je teoretski parametar koji se koristi za mjerenje performansi motora s unutarnjim izgaranjem. Čak i ako sadrži riječ "tlak", to nije stvarna mjera tlaka unutar cilindra motora. Tlak u cilindru u motoru sa unutarnjim sagorijevanjem se neprestano mijenja tijekom ciklusa izgaranja. Srednji efektivni tlak može se smatrati prosječnim tlakom u cilindru za potpuni ciklus motora. Prema definiciji, srednji efektivni tlak je omjer proizvedenog rada i radnog obujma motora:

$$p_{se} = \frac{W}{V_d} \quad (31)$$

gdje je :

$p_{se}[Pa]$  - srednji efektivni tlak

$W[J]$  - prosječni efektivni rad jednog cilindra motora po jednom procesu, kJ

$V_d [m^3]$  - radni obujam (cilindra) motora [4]

$V_s$  - radni obujam cilindra,  $[m^3]$

$p_i$  - prosječni indicirani tlak,  $[kPa]$

$$V_s = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot s \quad (32) [3]$$

Iz jednadžbe (31) možemo napisati izraz za rad motora kao:

$$W = p_{se} \cdot V_d \quad (33)$$

Također postoji izravan odnos između snage motora i proizvedenog rada:

$$W = \frac{n_r \cdot P}{n_e} \quad (34)$$

gdje je:

$n_r$  - broj okretaja koljenastog vratila za cijeli ciklusa motora

$P[W]$  - snaga motora

$n_e [okr/s]$  - brzina motora

Izjednačavanjem jednadžbe (33) i (34) dobiva se izraz za srednji efektivni tlak kao funkcija snage i brzine motora:

$$p_{se} = \frac{n_r \cdot P}{n_e \cdot V_d} \quad (35)$$

Snaga je proizvod zakretnog momenta i brzine:

$$P = \omega \cdot T = 2\pi \cdot n_e \cdot T \quad (36)$$

Ako uvrstimo jednadžbu (35) u (36), dobivamo izraz za srednji efektivni tlak kao funkcije zaokretnog momenta motora:

$$p_{se} = \frac{2\pi \cdot n_r \cdot T}{V_d} \quad (37)$$

Kao što možemo vidjeti iz izraza (37), na srednji efektivni tlak ne utječe brzina motora. Također, budući da je okretni moment podijeljen s zapreminom motora, parametar srednjeg efektivnog tlaka može se koristiti za usporedbu motora s unutarnjim izgaranjem različitih zapremnina.

Kod motora s više cilindara moramo uzeti u obzir ukupni volumenski kapacitet. Ako nam  $n_c$  predstavlja broj cilindara, izraz srednjeg efektivnog tlaka postaje:

$$p_{se} = \frac{2\pi \cdot n_r \cdot T}{n_c \cdot V_d} \quad (38)$$

Srednji efektivni tlak se koristi za početne proračune pri dizajniranju motora, s okretnim momentom motora i srednjim efektivnim tlakom kao ulaznim vrijednostima, projektant motora može izračunati koliki je potreban volumenski kapacitet motora. Bitno je istaknuti da je srednji efektivni tlak samo parametar za mjerenje performansi motora i ne odražava stvarne pritiske unutar pojedinačne komore za izgaranje.

Postoje različite vrste srednjeg efektivnog tlaka:

- srednji indicirani efektivni tlak
- srednji efektivni tlak kočenja

- srednji efektivni tlak trenja [4]

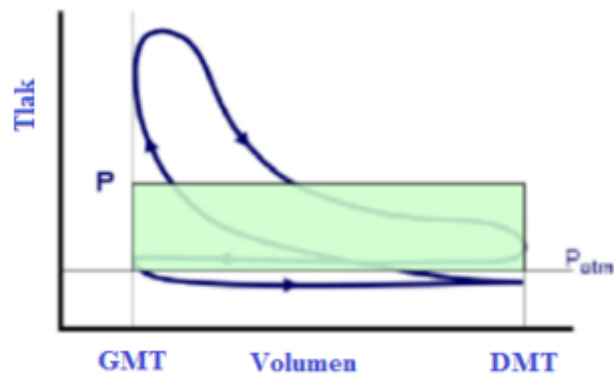
Snaga je brzina obavljanja rada. U linearnoj mjeri to je prosječna sila koja djeluje na klip pomnožena s udaljenosti kojom se on kreće u zadanom vremenu. Sila koja ovdje djeluje je srednji tlak klipa. Ovo se dobije tako da se uzme prosjek razlike tlaka u cilindru između odgovarajućih točaka tijekom kompresijskog i ekspanzijskog takta. To se može izvesti mjerenjem površine na indikatorskom dijagramu i dijeleći ga sa njegovom duljinom. Ovo prirodno daje srednji indicirani efektivni tlak (imep), također poznat kao srednji indicirani tlak (mip). Neka se on označi kao 'p'.

Srednji indicirani efektivni tlak je uglavnom koristan kao dizajnerska kratica za težinu nametnutog opterećenja koje nastaje na radnim dijelovima kao produkt izgaranja. Kako bi dobili ukupnu silu srednji indicirani efektivni tlak mora biti pomnožen sa površinom na kojem djeluje. Ovo zauzvrat obuhvaća područje jednog klipa,  $a = \pi d^2 / 4$ , pomnoženog sa brojem cilindara u motoru, označenog kao 'N'.

Udaljenost prijeđena po ciklusu prouzrokovana silom je radni takt 'l', i za odabranu vremensku jedinicu, ukupna prijeđena udaljenost je produkt od  $l \times n$  gdje je  $n$  broj radnih taktova u jednom cilindru u određeno vrijeme. Prikupljanjem svih ovih faktora nam daje dobro poznatu 'plan' formulu:

$$\text{snaga} = \frac{p \cdot l \cdot a \cdot n \cdot N}{k} \quad (39)$$

Vrijednost konstante  $k$  ovisi o tome koja se mjerna jedinica koristi. Jedinice moraju biti konzistentne u odnosu na silu, duljinu i vrijeme. Ako se koriste **SI** jedinice (njutni, metri i sekunde)  $k$  će biti 1000 i snaga će biti izražena u kilovatima. Ako se koristi imperijalni sustav mjera (funta, stopa i minute)  $k$  će biti 33 000 i kao rezultat ćemo dobiti imperijalnu konjsku snagu. Na brodu zanimanje brodstrojara za navedenu formulu će obično biti da poveže srednji efektivni tlak i snagu za motor za koji je zadužen [2].



**Slika 16.: Grafički prikaz srednjeg indiciranog efektivnog tlaka [5]**

Pod pojmom efektivne snage motora  $P_e$  misli se na snagu na spojnici motora za pogon broskog vijka, generatora ili nekog drugog energetskeg potrošača. Efektivna je snaga manja od indicirane snage za snagu mehaničkih gubitaka:

$$P_e = P_i - P_m \quad (40)$$

Prosječni efektivni rad jednog cilindra po jednom procesu dobiva se prema izrazu:

$$W = \frac{60 \cdot P_e}{n \cdot i \cdot z} \quad (41)$$

$P_e$  - efektivna snaga motora, kW

$n$  - broj okretaja, o/min

$z$  - broj cilindara

$i$  - koeficijent taktnosti

Koristeći se izrazima (31), (32) i (41) nastaje jednačba za prosječni efektivni tlak:

$$p_e = \frac{4 \cdot 60 \cdot P_e}{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot z \cdot n \cdot i} = \frac{P_e}{0,0131 \cdot d^2 \cdot s \cdot z \cdot n \cdot i} \quad (42)$$

Iz nje se dobiva izraz za efektivnu snagu motora:

$$P_e = 0,0131 \cdot d^2 \cdot s \cdot z \cdot n \cdot i \cdot p_e \quad (43)$$

Indicirana snaga cilindra, kW, određuje se uzimajući u obzir broj radnih stapaja po okretaju i broj okretaja vratila:

$$P_{ci} = \frac{d^2 \pi s}{4 \cdot 60} \cdot p_i \cdot n \cdot i \quad (44)$$

$n$  - broj okretaja vratila, o/min

$i$  - koeficijent taktnosti

$$P_i = z \cdot P_{ci} = \frac{d^2 \pi \cdot s \cdot p_i \cdot n \cdot i \cdot z}{4 \cdot 60} \quad (45)$$

Koeficijent taktnosti je broj radnih stapaja po jednom okretaju vratila motora:

za 2TM  $i = 1$ ,

za 4TM  $i = 0,5$ .

Ako je poznat prosječni efektivni tlak, za izračunavanje efektivne snage motora poslužit će izraz (39). Vrijednosti  $p_e$  za različite brodske dizelske motore u  $M_{pa}$  su:

4T bez nabijanja 0,5 - 0,65

4T s nabijanjem 1,4 - 2,5

2T bez nabijanja 0,45 - 0,55

2T s nabijanjem 1,2 - 1,6

Ako se snaga mehaničkih gubitaka uvjetno izrazi kao indicirana i efektivna preko prosječnog tlaka, a u ovom slučaju preko prosječnog tlaka mehaničkih gubitaka  $p_m$ , tad prosječni efektivni tlak može biti određen iz izraza (40):

$$p_e = p_i - p_m \quad (46)$$

Prosječne vrijednosti tlaka mehaničkih gubitaka za brodske dizelske motore u kPa iznose:

2T sporookretni  $p_m = 100 - 120$

4T srednjookretni 180 – 200

Iz izraza (16), (43) i (45) izlazi izraz:

$$n_r = \frac{p_e}{p_i} \quad (47)$$

a iz njega se dobiva jednadžba za  $p_e$ :

$$p_e = p_i \cdot n_m \quad (48) [3].$$

## 6.1. SREDNJI EFEKTIVNI TLAK KOČENJA

Srednji efektivni tlak kočenja (BMEP) je srednji efektivni tlak izračunat iz snage dinamometra (momenta). To je stvarni učinak motora s unutarnjim izgaranjem, na radilici. Srednji efektivni tlak kočenja uzima u obzir učinkovitost motora [4].

Dok je imep oblik tlaka koji djeluje na površinu klipa, srednji efektivi tlak kočenja može se opisati kao dio imep-a koji daje korisnu snagu. On predstavlja rad nakon oduzimanja gubitaka trenjem, pumpanja te ostalih parazitskih gubitaka. Najveći od ovih gubitaka je gubitak trenjem. Postoji odnos proporcionalnosti između srednjeg efektivnog tlaka kočenja (bmep) i zakretnog momenta motora. Umjesto korištenja zakretnog momenta koji ovisi o veličini motora, bmep je poželjan jer je normaliziran parametar kao što je navedeno u jednadžbi (49).

$$bmep = \eta_{meh} \left( \frac{P_b}{V_d} \right) dV \quad (49)$$

Numerički, bmep se može izračunati korištenjem njegovog proporcionalnog odnosa prema zakretnom momentu kao što je prikazano u jednadžbama (50) i (51) za dvotaktne i četverotaktne motore.

$$bmep = 75,4 \cdot \frac{T}{CID}, [psi] \quad (50)$$

$$bmep = 150,8 \cdot \frac{T}{CID}, [psi] \quad (51)$$

Gdje je CID pomak motora u kubičnim centimetrima. Uobičajeno je uspoređivati motore na temelju njihovog bmep-a koristeći njihovu najveću vrijednost zakretnog momenta. Međutim, za precizniju usporedbu motora treba razmotriti cijelu bmep karakteristiku motora u odnosu na njihov raspon brzine [5].

## 6.2. SREDNJI EFEKTIVNI TLAK TRENJA

Izgubljeni mehanički rad smatra se kao rad "trenja". Ima generički naziv "trenje", ali sadrži sve gubitke motora: gubitke pumpanja, stvarne gubitke trenja (mehaničkog trljanja) i gubitke pomoćnih uređaja. Kroz proces izgaranja dobivamo teoretsku količinu rada koja se može koristiti za pogon, koja se naziva indicirani rad  $W_i$ .

Ako oduzmemo radove gubitka uslijed trenja  $W_f$ , dobit ćemo učinkoviti rad  $W_e$ , koji se može koristiti za pogon.

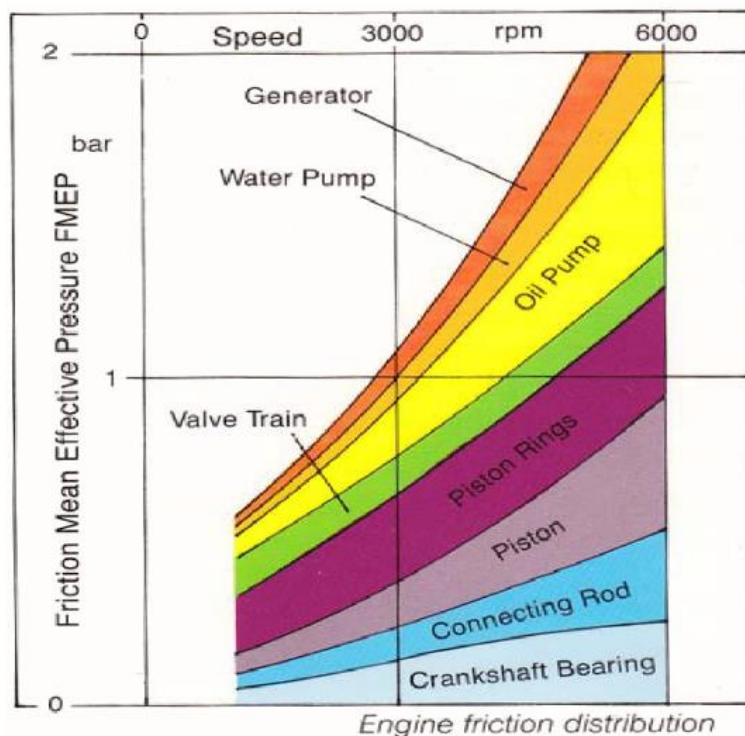
$$W_e = W_i - W_f \quad (52)$$

Gubici rada “trenja“ se sastoje od:

- rada crpljenja  $W_p$
- rada trenja trljanja  $W_r$
- rada pomoćnih strojeva  $W_a$

$$W_f = W_p + W_r + W_a \quad (53)$$

Iz jednadžbe (57) možemo vidjeti da što je niži srednji efektivni tlak trenja (FMEP), to je veća mehanička učinkovitost motora s unutarnjim izgaranjem. Dakle, smanjenje gubitaka “trenja” za određeni motor, smanjit će potrošnju goriva i poboljšati izlaznu snagu. Također toplinski gubici motora s unutarnjim izgaranjem moraju se raspršiti pomoću sustava hlađenja i sustava za podmazivanje. Smanjenje FMEP-a smanjit će veličinu komponenti u sustavu hlađenja i podmazivanja, što znači daljnje poboljšanje učinkovitosti [6].



Prijevod: 1) Friction mean effective pressure - srednji efektivni tlak trenja 2) water pump - pumpa vode 3) oil pump - pumpa ulja 4) valve train – pogon ventila 5) piston rings - klipni prstenovi 6) piston – klip 7) connecting rod – klipnjača 8) crankshaft bearing - ležaj radilice 9) engine friction distribution – raspodjela trenja u motoru

**Slika 17.: Utjecaj različitih komponenti na srednji efektivni tlak trenja (FMEP) [6]**

Srednji efektivni tlak trenja (FMEP) je pokazatelj srednjeg efektivnog tlaka motora izgubljenog uslijed trenja i razlika je između navedenog srednjeg efektivnog tlaka i srednjeg efektivnog tlaka kočenja.

$$FMEP = IMEP - BMEP \quad (54)$$

Ako znamo srednji efektivni tlak trenja, iz jednadžbe (34) možemo izračunati moment trenja  $T_f$  [Nm] kao:

$$T_f = \frac{n_c \cdot V_d \cdot FMEP}{2\pi \cdot n_r} \quad (55)$$

Ako uzmemo u obzir mehaničku učinkovitost motora  $\eta_m$ , možemo napisati srednji efektivni tlak kao funkciju srednjeg indiciranog efektivnog tlaka:

$$BMEP = \eta_m \cdot IMEP \quad (56)$$



Iz kojega možemo preformulirati izraz mehaničke učinkovitosti kao:

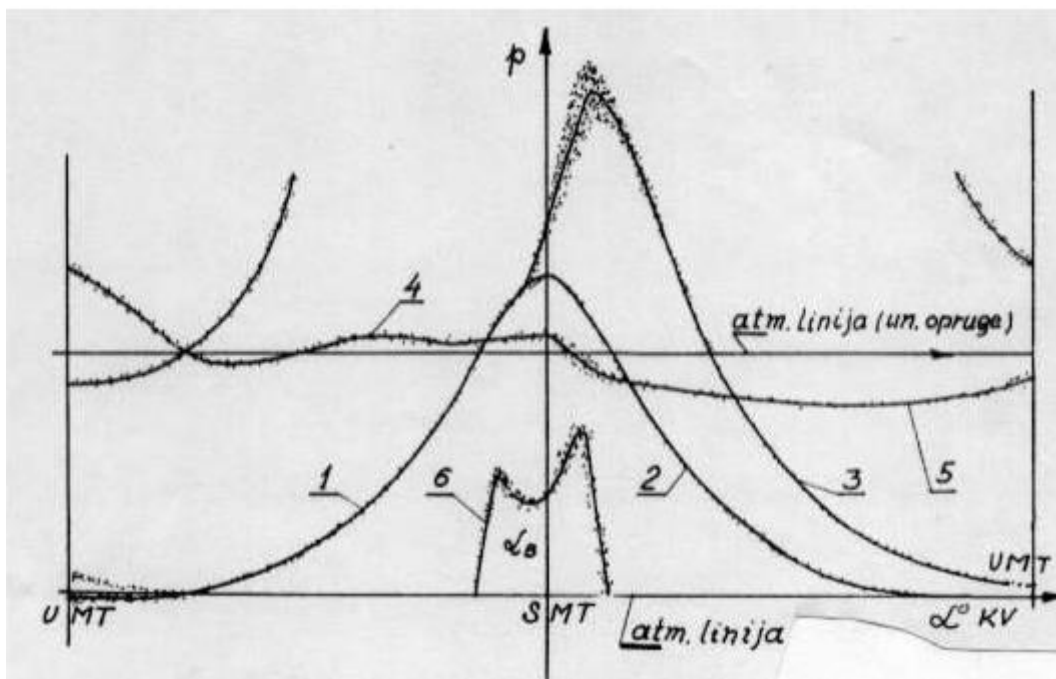
$$\eta_m = 1 - \frac{FMEP}{IMEP} \quad (57)$$

Iz jednadžbe (57) možemo vidjeti da što je niži srednji efektivni tlak trenja (FMEP), to je veća mehanička učinkovitost motora s unutarnjim izgaranjem. Dakle, smanjenje gubitaka “trenja” za određeni motor, smanjit će potrošnju goriva i poboljšati izlaznu snagu. Također toplinski gubici motora s unutarnjim izgaranjem moraju se raspršiti pomoću sustava [4].

## 7. METODE MJERENJA PROMJENE TLAKA U CILINDRU MOTORA (INDICIRANJE)

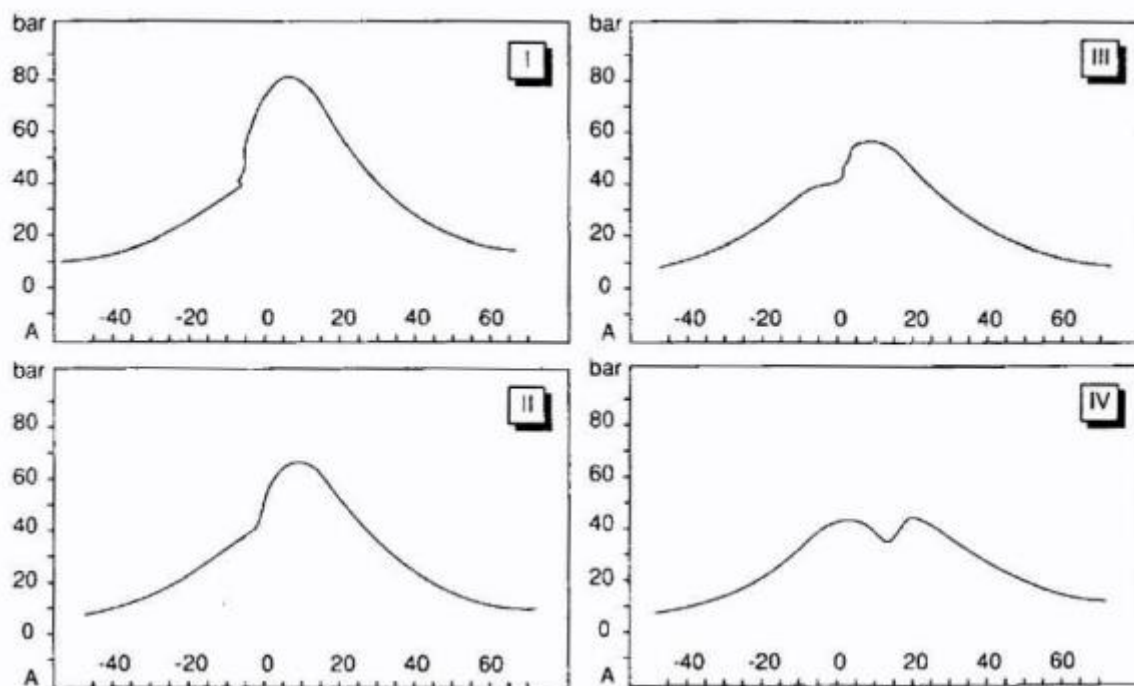
Indiciranje odnosno snimanje tlakova u cilindru motora u zavisnosti o hodu klipa (p-V dijagram), ili o kutu koljenastog vratila (p- $\alpha$  dijagram) vrši se indikatorima. Indiciranje se vrši zbog određivanja indikatorske snage (p-V dijagram), proučavanja radnog procesa motora, dijagnosticiranja stanja motora (p- $\alpha$  dijagram), i njime se dobija stvarni dijagram motora. Na osnovu snimljenog p-V dijagrama planimetriranjem se odredi srednji indikatorski tlak, a zatim indikatorska snaga.

Po principu rada indikatori su: mehanički, optički i električni. Mehanički se uglavnom koriste kod sporohodnih motora. Optički indikatori su primjenjivi i kod srednjehodnih motora, dok su električni indikatori primjenjivi kod svih brzohodnih motora [7].

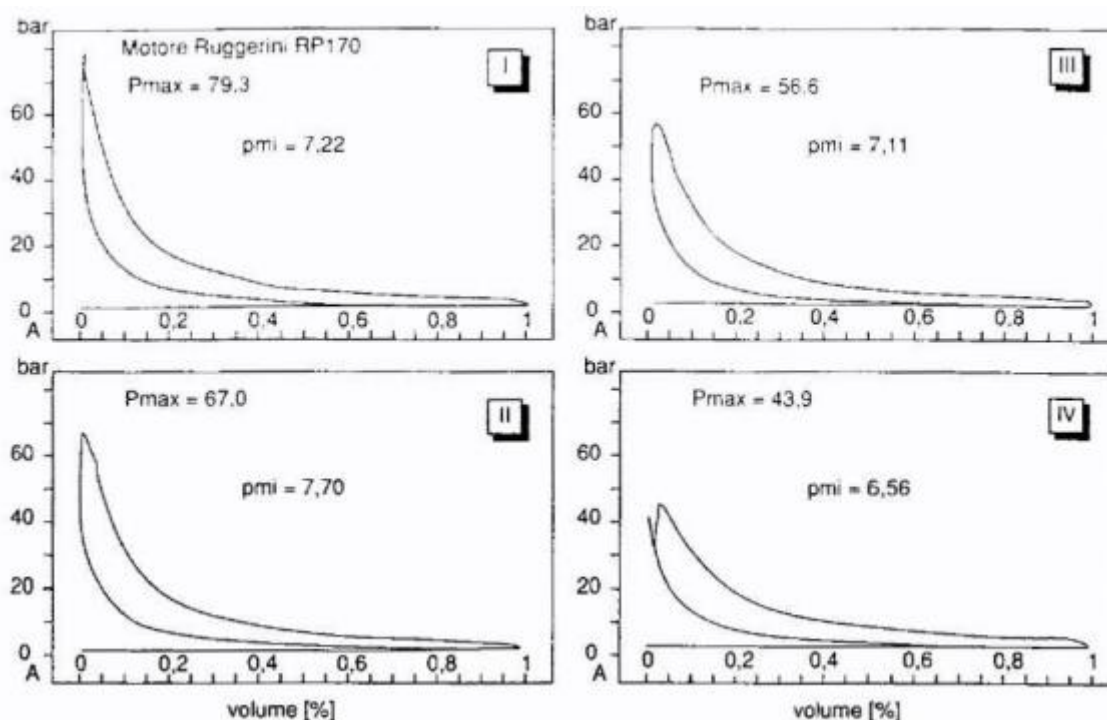


Slika 18.: Izgled indikatorskih dijagrama [7].

1. Crta kompresije,
2. crta ekspanzije zraka,
3. crta izgaranja,
4. ispuh,
5. usis,
6. dijagram pritiska ubrizgavanja goriva [7].



Slika 19.: Snimljeni indikatorski dijagrami za motor s različitim kutovima početka izgaranja (na slici I najranije, na slici IV najkasnije) [9]



Slika 20.: Snimljeni dijagrami za motor s različitim kutovima početka izgaranja (na slici I najranije, na slici IV najkasnije) [9]

U ovom slučaju indikatorski dijagram je poslužio da se odrede sljedeći parametri radnog procesa:

- Maksimalni tlak radnog procesa
- Srednje indicirani tlak
- Položaj maksimalnog tlaka radnog procesa u odnosu na GMT
- Indiciranu snagu motora
- Tlakove ubrizgavanja goriva [7]

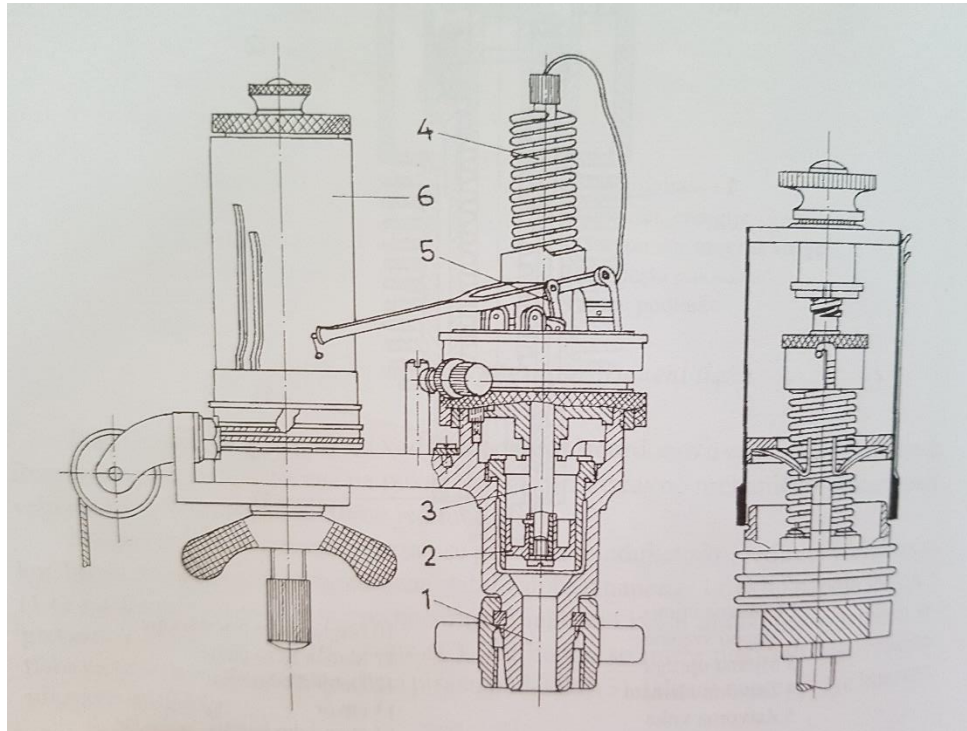
## 7.1. INDICIRANJE MEHANIČKIM INDIKATORIMA

Mehanički indikator za snimanje dijagrama se sastoji od cilindra u kojem je ugrađen stap, a koji je opterećen oprugom određene jačine. Mjerilo opruge ovisi o visini radnog pritiska u cilindru motora. Ako je indikatorski pipac, odnosno indikatorski ventil otvoren, plinovi će ulaziti u cilindar indikatora i tlačiti stap. Tlak ispušnih plinova savladava silu opruge i u ovisnosti o promjeni tlaka u radnom cilindru, polužje bit će više ili manje pomaknuto prema gore ili dolje. Konopac bubnja je spojen s polužjem stapnog mehanizma cilindra kojeg snimamo. Polužjem stapnog mehanizma i konopca okreće se bubanj, na kojem je postavljen indikatorski papirić za snimanje dijagrama. Laganim pritiskom na pisaljku polužja upisat će se željeni dijagram na indikatorskom papiru.

Na papiru dijagrama moraju biti upisani ime broda, dan snimanja, broj okretaja, broj cilindra. Mehaničke indikatora treba periodično testirati na ispravnost [7].

Kod manometra sa stapom tlak koji se želi mjeriti djeluje na stap. Sila koja se dobiva djelovanjem tlaka na površinu stapa, stoji u ravnoteži sa utegom, ili silom u opruzi. Manometri s utegom služe za baždarenje, dok oni koji su opterećeni oprugom služe za mjerenje, odnosno obilježavanje promjena tlaka u stapnom stroju.

Na slici (16) prikazan je indikator s kojim se omogućava snimanje radnog dijagrama stapnog stroja. Tim instrumentom moguće je i ručno snimanje crta koje daju pregled tijeka izgaranja u dizel motoru. Dijagram rada dobije se kroz snimanje tlaka u cilindru pomicanjem stapa (2).



**Slika 21.: Instrument za snimanje indikatorskog dijagrama [8]**

1. Spoj na cilindar
2. Stap
3. Stapajica
4. Opruga
5. Poluga za pritiskivanje
6. Bubanj

Tlak se prenosi preko stapa (2) i indikatora s pomoću poluge na pisaču. Stap indikatora je opterećen oprugom (4) i prilagođuje se prema visini tlaka. Opruga se može zamjenjivati i odabire se prema visini tlaka koji se može očekivati u radnom cilindru stroja.

Mjerilo opruge pokazuje koliko milimetara visine ordinate dijagrama odgovara jednom baru, što je na opruzi zabilježeno. Treba pripaziti za koji promjer stapa vrijedi opruga. Bubanj indikatora se pogoni indikatorskim polužjem motora. Zbog osciliranja mase instrumenta, preporučuje se izrađivati što manje dijagrame. Proizvođači instrumenata nude indikatore raznih veličina ovisno o brzini vrtnje stroja.

Na parnom stapnom stroju indikator se priključi na pipac koji se nalazi na svakom cilindru. Na motorima je postavljen ventil za indikator na svakom poklopcu cilindra. Za pogon bubnja namjesti se tanko uže, pazeći da duljina bude točno odmjerena. Stap indikatora treba prije rada podmazati cilindarskim uljem, za vrijeme rada hladiti, a nakon izvršenog

indiciranja očistiti. Za podmazivanje polužja pisača upotrebljava se posebno koštano ulje. Nakon namještanja papira na bubnju, ucrtava se crta atmosferskog tlaka koja je početna crta za nadtlak i podtlak. Nakon toga se kontrolira utiskivanje pisača. Svakom dijagramu pripadaju određeni podaci, koje treba upisati u list dijagrama, a to su: datum, sat mjerenja, mjerilo opruge, brzina vrtnje stroja, punjenje i mjesto mjerenja. Na dijagramu cilindra visokog tlaka stapnog parnog stroja treba povući crtu kotlovske tlaka, a na dijagramu cilindra niskog tlaka crtu kondenzatorskog tlaka. Da se to izvrši, indikator se postavi na priključak prirubnice kontrolnog manometra kotla, odnosno kondenzatora. Ako snimljeni dijagram nije ispravan, potrebno je utvrditi uzrok neispravnosti u indikatoru, a tek onda pristupiti ugađanju razvodnog dijagrama stroja. Za proračun rada, odnosno snage iz radnog dijagrama, vrijede slijedeći matematički odnosi.

1. Određivanje srednje visine dijagrama  $h_m$ :

S pomoću planimetra izračuna se površina dijagrama  $A_p$ :

$$h_m = \frac{A_p}{l}, [mm] \quad (58)$$

Gdje je:

$A_p$  – površina dijagrama, [ $mm^2$ ]

$l$  – duljina dijagrama, [ $mm$ ]

2. Srednji indikatorski tlak,  $p_i$  određuje se po izrazu:

$$p_i = \frac{h_m}{f}, [bar] \quad (59)$$

Gdje je:

$f$  – mjerilo opruge, [ $mm/bar$ ]

3. Indikatorska snaga određuje se po izrazu:

$$P_i = \frac{p_i \cdot A \cdot 2s \cdot n_a}{60 \cdot 100} [kW] \quad (60)$$

Gdje je:

$A = \frac{d^2\pi}{4}$  – površina cilindra, [ $cm^2$ ];

$D$  – promjer cilindra, [ $cm$ ];

$S$  – stapaj [ $m$ ];

$n_a = \frac{n}{2}$  za dvotaktne jednoradne dizel motore;

$n_a = \frac{n}{4}$  za četverotaktne jednoradne dizel motore;

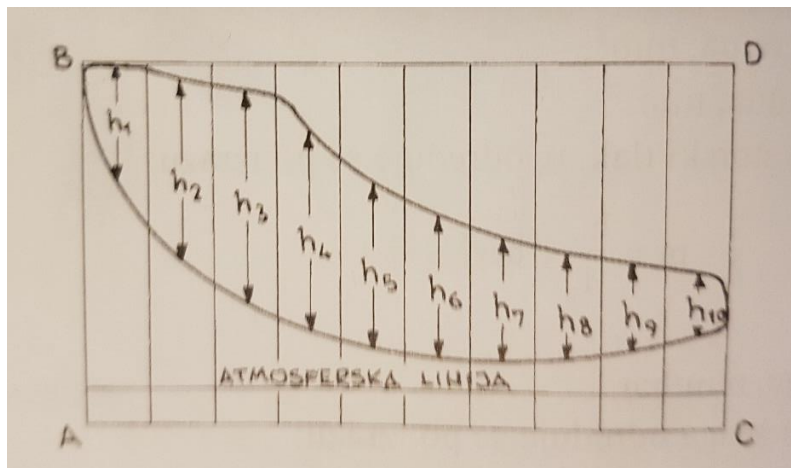
U dvoradnim strojevima za  $p_i$  treba uzeti srednju navedenu vrijednost za gornju i donju stranu cilindra.

$$p_i = \frac{P_{iG} - P_{iD}}{2}, [bar] \quad (61)$$

Kao površina stapa uzima se srednja vrijednost obaju cilindara. Površina donje strane stapa, zbog presjeka stapajice, umanjuje se za oko 10 ÷ 12 %, tj. indeks G odnosi se na gornju stranu cilindra, a indeks D na donju stranu. Površina indikatorskog dijagrama mjeri se planimetrom. Srednja vrijednost visine  $h_m$ , jednog dijagrama može se približno odrediti tako da se dijagram podijeli po visini na deset jednakih dijelova, te da se u svakom dijelu izmjeri visina  $h$ , kao duljina gornje i donje granične crte, (Slika 17). Srednja vrijednost  $h_m$ , dobiva se kao algebarska vrijednost svih izmjerenih visina:

$$h_m = \frac{h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + \dots + h_{10}}{10}, [mm] \quad (62)$$

Prikazani dijagram daje indikatorsku ili unutarnju snagu jednog stroja, koja se inače određuje prema jednadžbi (62) [8].



Slika 22.: Snimljeni indikatorski dijagram [8].

## 7.2. ELEKTRONSKO INDICIRANJE MOTORA

Uređaj za elektroničko indiciranje koristi davače tlaka na bazi piezo-električkog efekta. Ti davači imaju visoku vlastitu frekvenciju (preko 20 kHz) te omogućuju točno snimanje vrlo brzih promjena tlaka. Signal iz pojačala se danas vodi u A/D pretvarač za

pretvorbu analognog signala u digitalni podatak radi pohranjivanja u računalu. Tlak u cilindru mjeri se piezo-električnim senzorom tlaka koji je ugrađen u glavu motora, a pozicija GMT-e se mjeri s pomoću foto diode. Signal sa senzora tlaka se pojačava i prosljeđuje na osciloskop [9].

Iako su kompliciraniji i znatno skuplji od mehaničkih indikatora, električni indikatori su našli široku primjenu u laboratorijskom ispitivanju motora. Mogu se primijeniti i za brzohodne motore, zbog toga što su inercijske sile njihovih pokretnih dijelova i prijenosnih sustava vrlo male te što im je vlastiti broj oscilacija važećih sastavnih dijelova, kao npr. davača, vrlo velik.

Na slici (18) prikazan je kapacitivni davač tlaka koji u svom kućištu sadrži i elektroničku jedinicu – karticu za obradu i pretvorbu signala u izlazni napon. Ovdje se koristi ravna keramička opna za membranu kao osjetilo tlaka, čija se deformacija prenosi na jednu kapacitivnu elektrodu i time mijenja ukupni kapacitet prema referentnoj elektrodi.



**Slika 23.: Kapacitivni davač tlaka s elektronskom jedinicom [7].**

1. Glava za priključak
2. Potenciometar za prilagođavanje
3. Tijelo senzora
4. Adapter
5. Priključak
6. Kabel
7. Zračna ventilacija



8. Kartica s pretvornikom signala

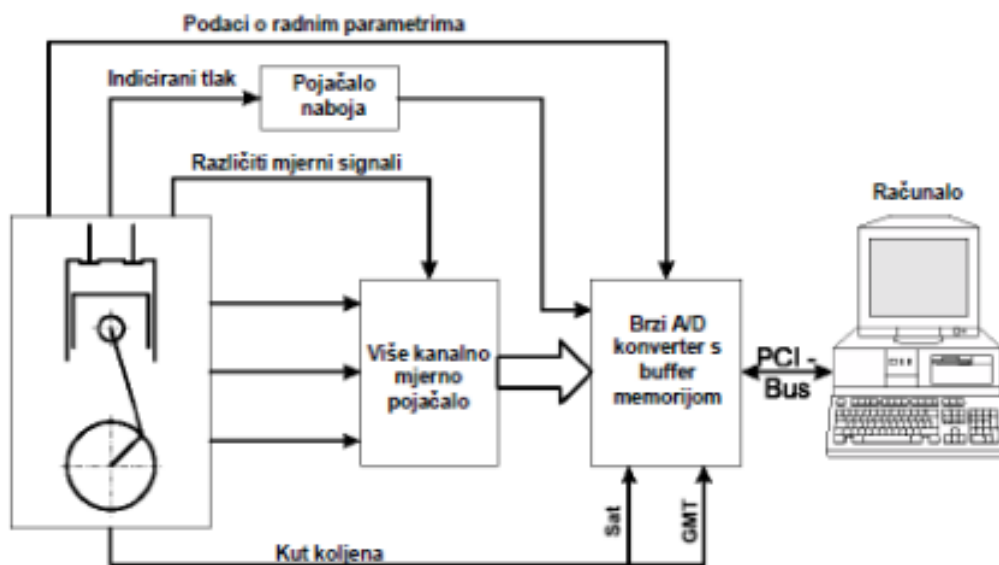
9. Kapsula senzora tlaka

10. O – prsten

Za mjerenje tlaka u cilindru motora koristi se senzor tlaka koji radi na piezo–električnom principu. Kvarc se koristi kao senzorski element. U svrhu priključivanja senzora za mjerenje tlaka u cilindru, motor mora posjedovati Thompsonov priključak (standardni indikatorski pipac) [7].



Slika 24.: Senzor za mjerenje tlaka u cilindru sa Thompsonovom spojnicom [7].



Slika 25.: Shema sustava za snimanje indikatorskih dijagrama pomoću računala [9].

## 8. ZAKLJUČAK

Osim direktnog ubrizgavanja goriva pod visokim tlakom u radnu komoru dizel motora, posebna pažnja posvećena je zakonu ubrizgavanja. Prednosti upotrebe zakona ubrizgavanja predstavljene su u ovom radu, kao i prednosti sustava common rail načina ubrizgavanja, ali i neki od nedostataka dvofaznih ubrizgavača u pogledu nemogućnosti postizanja povoljnog zakona ubrizgavanja. Predloženo je da povećanjem omjera kompresije raste termički stupanj iskorištenja, temperature i tlakovi u cilindru, što je temelj samozapaljenja goriva na čijem principu rade dizelski motori. Rastom stupnja kompresije postiže se veći termički stupanj iskorištenja motora no bitno je pronaći kompromis jer povećavanjem stupnja kompresije rastu i tlakovi koji dovode do mehaničkih naprezanja u cilindru. Kako bi se odredila efektivna snaga motora potrebno je poznavati srednji efektivni tlak, koji je ujedno i pokazatelj ispravnosti rada motora. Metode mjerenja srednjeg efektivnog tlaka kroz indikatorski dijagram, ali i ostalih vrsta tlakova obrađene su u ovome radu. Budući da je tlak u cilindru sredstvo kojim klipni motor s unutarnjim izgaranjem pretvara kemijsku energiju koja se oslobađa u izgaranju u koristan mehanički rad, nije iznenađujuće da je mjerenje tlaka u cilindru važan aspekt istraživanja motora od najranijih dana.

## 8.1. LITERATURA

- [1] Kolja Jurišić, Termodinamika 1, Pomorski fakultet Split, 2004.
- [2] Dough Woodyard, Pounder's Marine Diesel Engines, 7th Edition, Butterworth-Heinemann, Oxford, UK 1998.
- [3] Luko Milić, Brodski dizelski motori I, skripta, Sveučilište u Dubrovniku, Dubrovnik, 2002.
- [4]<https://x-engineer.org/automotive-engineering/internal-combustion-engines/ice-components-systems/mean-effective-pressure-mep/>
- [5] file:///E:/DIPL/LIT\_Dieselnets\_technology\_guide.pdf
- [6]<https://x-engineer.org/automotive-engineering/internal-combustion-engines/performance/mechanical-efficiency-friction-mean-effective-pressure-fmep/>
- [7] Radica Gojmir, Dijagnostika kvarova, skripta, Pomorski fakultet Split, 2014.
- [8] V. Ozretić, Brodski pomoćni strojevi i uređaji, Split Ship Management, Sveučilište u Splitu, Split, 2004.
- [9] Komar Ivan; Radica Gojmir, Brodski motori, skripta, Pomorski fakultet Split, 2012.
- [10] Ivan Mahalec, Zoran Lulić, Darko Kozarac, Motori sa unutarnjim izgaranjem, skripta, Fakultet Strojarsstva i Brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [11] [http://tehnika.lzmk.hr/tehnickaenciklopedija/motori\\_s\\_unutrasnjim\\_izgaranjem.pdf](http://tehnika.lzmk.hr/tehnickaenciklopedija/motori_s_unutrasnjim_izgaranjem.pdf)
- [12] <https://www.designsociety.org/download-publication/29695/Optimization+of+Injection+Law+at+Modern+Diesel+Fuel+Supply+Systems>

## 8.2. POPIS SLIKA

Slika 1.: Indikatorski dijagram [2].....	3
Slika 2.: Dijagram promjene tlaka i temperature pri izgaranju u cilindru [3] .....	5
Slika 3.: $p$ - $V$ i $p$ - $\varphi$ dijagram za dizelski proces .....	7
Slika 4.: Ukupni zakon izgaranja i zakon oslobađanja topline za dizelski proces .....	9
Slika 5.: Stvarni proces Diesel i Otto motora .....	10
Slika 6.: Utjecaj početka izgaranja na proces izgaranja u motoru.....	11
Slika 7.: Utjecaj trajanja izgaranja na stupanj djelovanja procesa .....	11
Slika 8.: Optimalni zakon ubrizgavanja [12].....	13
Slika 9.: Zakon ubrizgavanja i zakon oslobađanja topline kod dizelskog motora [10].....	14
Slika 10.: Lijevo: Ubrizgavač s 2 opruge za dvofazno ubrizgavanje, Desno gore: Ubrizgavač s davačem pomaka igle [10] .....	15
Slika 11.: Lijevo: Podizaj igle u brizgaljci kod običnog (gore) te kod dvofaznog.....	16
Slika 12.: Dizajn sistema ubrizgavača za dvofazno ubrizgavanje [12] .....	17
Slika 13.: Specifični potrošak goriva i efektivna iskoristivost [3] .....	20
Slika 14.: Dijagram efektivne snage i specifičnog potroška goriva u 2TDM prema vijčanoj karakteristici [3].....	21
Slika 15.: Sabatheov kružni proces [3].....	23
Slika 16.: Grafički prikaz srednjeg indiciranog efektivnog tlaka [5] .....	30
Slika 17.: Utjecaj različitih komponenti na srednji efektivni tlak trenja (FMEP) [6] .....	34
Slika 18.: Izgled indikatorskih dijagrama [7]. .....	36
Slika 19.: Snimljeni indikatorski dijagrami za motor s različitim kutovima početka .....	37
Slika 20.: Snimljeni dijagrami za motor s različitim kutovima početka izgaranja (na slici I najranije, na slici IV najkasnije) [9] .....	37
Slika 21.: Instrument za snimanje indikatorskog dijagrama [8].....	39
Slika 22.: Snimljeni indikatorski dijagram [8]. .....	41
Slika 23.: Kapacitivni davač tlaka s elektronskom jedinicom [7]. .....	42
Slika 24.: Senzor za mjerenje tlaka u cilindru sa Thompsonovom spojnicom [7]. .....	43
Slika 25.: Shema sustava za snimanje indikatorskih dijagrama pomoću računala [9].....	43

### 8.3. POPIS KRATICA

GMT	gornja mrtva točka
DMT	donja mrtva točka
NO <sub>x</sub> (engl. Nitrous oxide)	dušikov oksid
TDM	taktnost diesel motora
MEP (engl. Middle effective pressure)	srednji efektivni tlak
SI (franc. Système International d'Unités)	međunarodni sustav jedinica
TM	taktnost motora
b <sub>mep</sub> (engl. Break mean effective pressure)	srednji efektivni tlak kočenja
i <sub>mep</sub> (engl. Indicated mean effective pressure)	indicirani srednji efektivni tlak
f <sub>mep</sub> (engl. Friction mean effective pressure)	srednji efektivni tlak trenja
const (engl. Constant)	konstantan

#### 8.4. POPIS MJERNIH JEDINICA

**SIMBOL:**

m/s

bar

mm

kW

°KV

kJ/h

kg/h

kWh

g/kWh

kJ/kgK

MJ/kg

°C

kHz

**Opis:**

metar u sekundi

mjerna jedinica za tlak

milimetar

kilovat

kut zakreta koljenastog vratila

kilodžul po satu

kilogram po satu

kilovatni sat

gram po kilovatsatu

kilodžul kroz kilogram-kelvin

megadžul po kilogramu

celzijev stupanj

kiloherc