Univerzitet u Beogradu

Slobodan J. Popović, Nenad L. Miljić

Motori SUS – Praktikum

Mašinski fakultet
Beograd, 2018

Univerzitet u Beogradu
Mašinski fakultet

Dr Slobodan J. Popović, v. prof.
Dr Nenad L. Miljić, v. prof.

MOTORI SUS – PRAKTIKUM
– I izdanje –

Recenzenti:
Dr Miroljub Tomić, red. prof. u penziji
Dr Dragoslava Stojiljković, red. prof.

Izdavač:
Univerzitet u Beogradu
MAŠINSKI FAKULTET
Ul. Kraljice Marije br.16, Beograd
tel. (011) 3370-760
fax. (011) 3370-364
www.mas.bg.ac.rs

Za izdavača:
Dekan, dr Radivoje Mitrović, red. prof.

Urednik:
dr Milan Lečić, red. prof.
Predsednik komisije za izdavačku delatnost
Mašinskog fakulteta u Beogradu

Tiraž: -

I izdanje odobrila:
Komisija za izdavačku delatnost
Mašinskog fakulteta u Beogradu
i
Dekan Mašinskog fakulteta
Odlukom br. 4/2018
od 12.01.2018. godine

Beograd, 2018. godine

ISBN 978-86-7083-970-0

Univerzitet u Beogradu

Dr Slobodan J. Popović, v. prof.
Dr Nenad L. Miljić, v. prof.

Motori SUS – Praktikum

Mašinski fakultet
Beograd, 2018

Predgovor

Knjiga „Motori SUS – Praktikum“ priređena je i napisana u skladu sa nastavnim planovima i programima za nekoliko predmeta na Osnovnim akademskim studijama koji se iz oblasti motora sa unutrašnjim sagorevanjem (MSUS) predaju na Katedri za motore Mašinskog fakulteta u Beogradu, pre svega predmeta Motori SUS koji se predaje na 3. godini OAS, ali dobrim delom i predmeta Konstrukcija automobilskih motora – Uvod (2. godina OAS).

Motor SUS je odličan primer izuzetno složenog mašinskog sistema objedinjuje retko veliki broj fundamentalnih i specijalističkih znanja iz oblasti prirodnih nauka i tehnike. Iskustva u radu sa studentima pokazuju da razumevanje fizikalnosti procesa koji se odvijaju u motoru SUS, a posebno razumevanje uzajamnih veza pojedinih procesa i fenomena, zbog svoje složenosti, brojnosti, a često i izvesne kontradiktornosti, predstavljaju studentima teško premostivu prepreku u savladavanju nastavnih sadržaja. Upravo zbog toga, u pripremi ovog praktikuma, autori su se rukovodili time da osnovnu literaturu za i sadržaj sa predavanja i vežbi, upotpune dodatnim sadržajem koji kroz drugačiju, nekonvencionalnu i originalnu formu izlaganja delova sadržaja, kroz postavljena pitanja i davanje detaljnih odgovora i rešenja numeričkih primera, omogućiti studentima lakše razumevanje gradiva iz oblasti motora SUS, lakše razumevanje veza pojedinih fenomena i procesa i lakšu proveru stečenih znanja. Krajnji, ali najvažniji cilj, kome je nekonvencijalna forma izlaganja sadržaja, možda i najviše prilagođena, jeste da kod studenata podstakne analitičnost u procesu učenja.

Sadržaj, redosledom u kome su prikazani primeri, u potpunosti prati redosled izlaganja ključnih tematskih jedinica u okviru predmeta Motori SUS. Početni deo posvećen je gorivima, svojstvima radne materije i osnovnim pojmovima iz stehiometrije sagorevanja. Imajući u vidu iskustva u radu sa studentima, ali pre svega značaj za opšte razumevanje procesa u motoru, najveća pažnja, kako kroz broj analiziranih problema, tako i kroz obim objašnjenja i prikazanih rešenja, posvećena je oblasti zatvorenih idealnih termodinamičkih ciklusa kojima se opisuje rad motora SUS. U delu koji se odnosi na performanse motora, pažnja je posvećena primerima koji se odnose na ključne radne pokazatelje motora, sa posebnim akcentom na ekonomičnost motora. Imajući u vidu značaj natpunjenja motora za ekonomičnost u eksploataciji i primenu u hibridnim pogonskim sistemima, posebno poglavlje posvećeno je natpunjenju kao konceptu, problemu međuhlađenja, ali i objašnjenima nekih pojmova koji pomažu da se značaj koncepta natpunjenja razume kao rešenje koje doprinosi poboljšanju ekonomičnosti, a ne samo snage, kako je to uobičajeno. U završnom delu, kroz interesantna i intrigantna pitanja i rešenja numeričkih primera iz prakse, analizirani su neki problemi iz oblasti kinematike i dinamike motorskog mehanizma i njihov uticaj na pojedine pristupe u projektovanju motora SUS.

Priprema ovog pomoćnog udžbenika, i njegov konačni sadržaj i forma, razume se, rezultat je u kome su učestvovale i kolege i saradnici. Autori posebnu zahvalnost duguju prof. Miroljubu Tomiću, dugogodišnjem šefu Katedre za motore Mašinskog fakulteta u Beogradu, koji je oslanjajući se na svoje ogromno pedagoško iskustvo i istančan osećaj za terminologiju, pomogao korisnim savetima i predlozima da ovaj udžbenik dostigne najviši nivo. Takođe, autori se zahvaljuju prof. Dragoslavi Stojiljković, šefu Katedre za materijale Mašinskog fakultetu u Beogradu, za brojne stručne sugestije i komentare u oblasti pogonskih goriva i stehiometrije goriva, a nadasve za posvećenost detaljima koja je bila od nemerljivog značaja tokom pripreme ovog udžbenika.

Niti jedan posao se ne može obaviti savršeno, pa tako ni pisanje i priprema udžbenika. Svesni toga, a posebno činjenice da su uprkos brojnim proverama greške uvek moguće, autori se unapred zahvaljuju svakom posvećenom čitaocu koji na njih ukaže, kao i onima koji će svojim primedbama i predlozima pomoći da sadržaj i način izlaganja u narednim izdanjima bude bolji i razumljiviji.

Beograd, 2018

Autori

Sadržaj

Pregled korišćenih oznaka

A_k	mm^2, m^2	površina čela klipa
a	$\frac{m}{s^2}$	trenutno ubrzanje klipa
a_C	m, mm	osno rastojanje između susednih cilindara (interaks)
b_C	$\frac{mm^3}{cikl.}$	ciklusna količina goriva
c_V	$\frac{J}{kgK}$	specifična toplota pri V=idem.
c_p	$\frac{J}{kgK}$	specifična toplota pri p=idem.
CB	$-$	cetanski broj
CI	$-$	cetanski indeks
dH	J	priraštaj entalpije
dp	Pa	priraštaj pritiska
dQ	J	priraštaj toplote
dS	J	priraštaj entropije
dU	J	priraštaj unutrašnje energije
dV	m^3	priraštaj zapremine
dW	J	priraštaj rada
D	mm, m	prečnik klipa/cilindra
e	mm, m	dezaksijalnost
F_i	N	inercijalna sila
F_G	N	gasna sila
F_{Io}	N	inercijalna sila koja deluje na masu klipnog mehanizma koji vrši pravolinijski oscilatorno kretanje
F_{Rk}	N	rezultujuća sila na klipu
F_{knj}	N	sila u klipnjači
F_N	N	normalna sila
F_r	N	radijalna sila

F_T	N	tangencijalna sila
F_{Io}^{I}	N	inercijalna sila pravolinijski oscilujućih masa prvog reda
F_{Io}^{II}	N	inercijalna sila pravolinijski oscilujućih masa drugog reda
$\overrightarrow{F_{Io}^{I}}_R$	N	vektorski zbir (rezultanta) sila pravolinijski oscilujućih masa prvog reda
$\overrightarrow{F_{Io}^{II}}_R$	N	vektorski zbir (rezultanta) sila pravolinijski oscilujućih masa drugog reda
G_g, G_h	$\frac{kg}{s}, \frac{kg}{h}$	srednji maseni protok goriva, časovna potrošnja goriva
G_v	$\frac{kg,v}{s}$	maseni protok vazduha
g_i	$\frac{g}{kWh}, \frac{kg}{kWh}$	specifična indicirana potrošnja goriva
g_e	$\frac{g}{kWh}, \frac{kg}{kWh}$	specifična efektivna potrošnja goriva
H	J	entalpija
H_g	$\frac{J}{kg}$	gornja toplotna moć
H_d	$\frac{J}{kg}$	donja toplotna moć
$H_{dg,i}$	$\frac{J}{kg}$	donja toplotna moć i-te komponente goriva u smeši goriva
$H_{d,g}$	$\frac{J}{kg}$	donja toplotna moć smeše goriva
$H_{d,sm}$	$\frac{J}{kg}$	donja toplotna moć smeše goriva i vazduha
l	mm, m	dužina klipnjače
l_{pt}	mm, m	međusobno rastojanje ravni protivtegova
L_0	$\frac{kg,v}{kg,g}$	stehiometrijska masa vazduha ili masa vazduha potrebna za potpuno sagorevanje jedinične mase goriva
m	kg	masa
m_v	kg,v	stvarna masa vazduha koja učestvuje u sagorevanju
$m_{v,min}, m_{v,teor}$	kg,v	teorijska ili minimalno potrebna masa vazduha neophodna za potpuno sagorevanje date mase goriva
m_g	kg,g	masa goriva koja učestvuje u sagorevanju
m_{kg}	kg	masa klipne grupe
m_k	kg	masa klipa
m_{kp}	kg	masa klipnih prstenova
m_{os}	kg	masa osovinice
m_{knj}	kg	masa klipnjače
$m_{knj,rot}$	kg	deo mase klipnjače koja vrši obrtno kretanje

$m_{knj,osc}$	kg	deo mase klipnjače koja vrši pravolinijski oscilatorno kretanje
m_{Io}	kg	masa klipnog mehanizma koja vrši pravolinijski oscilatorno kretanje
$m_{lr,KV}$	kg	masa letećeg rukavca
$m_{ram,KV}$	kg	masa ramena KV (za jedno koleno)
M_i	Nm	indicirani obrtni moment
M_e	Nm	efektivni obrtni moment motora
M_{Ir}	Nm	moment inercijalne sila mase koja vrši obrtno kretanje
$\overrightarrow{M_{Ir}}_R$	Nm	vektorski zbir (rezultanta) momenata inercijalnih sila masa koje vrše obrtno kretanje
n	min^{-1}	broj obrtaja KV motora
n_c	$\frac{cikl.}{min}, \frac{cikl.}{s}$	broj radnih ciklusa motora
OB	$-$	oktanski broj
$OMVG$	$-$	Odnos mase vazduha i mase goriva (*eng. Air-Fuel Ratio AFR)*
O_{min}	$\frac{kmol}{kmol}$	broj molova kiseonika potrebnih za potpuno sagorevanje goriva
p	Pa	pritisak
p_1	Pa	pritisak na početku zatvorenog kružnog ciklusa
p_{cil}	bar	tekući pritisak gasa u cilindru
p_e	bar	srednji efektivni pritisak motora
p_i	bar	srednji indicirani pritisak motora
p_{max}	Pa	maksimalni pritisak u zatvorenom kružnom
p_t	bar	srednji teorijski pritisak (STP) ili specifični rad idealnog termodinamičkog ciklusa
P_e	kW	efektivna snaga motora
P_i	kW	indicirana snaga motora
Q	J	količina toplote
Q_1	J	dovedena ekvivalentna količina toplote
$Q_1{}'$	J	dovedena ekvivalentna količina toplote pri V=idem.
$Q_1{}''$	J	dovedena ekvivalentna količina toplote pri p=idem.
Q_2	J	odvedena ekvivalentna količina toplote
r	mm, m	poluprečnik kolena KV motora
$r_{ram,KV}$	mm, m	rastojanje centra mase ramena od ose KV
r_{pt}	mm, m	rastojanje centra mase protivtega od ose KV
R	$\frac{J}{kgK}$	gasna konstanta
s	mm, m	hod klipa

S	J	entropija
t_{10}, t_{50}, t_{90}	$°C$	temperatura pri kojoj ispari 10, 50 i 90% goriva koje je uvedeno u proces
t_o	ms, s	trajanje jednog obrtaja KV
t_c	ms, s	trajanje jednog ciklusa
T	K	temperatura
v	$\frac{m}{s}$	trenutna brzina klipa
v_m	$\frac{m}{s}$	srednja brzina klipa
V	m^3	zapremina
V_h	m^3	radna zapremina motora
V_{h1}	m^3	radna zapremina cilindra
V_c	m^3	kompresiona zapremina cilindra
$\dot{V}_g$	$\frac{cm^3}{s}$	srednji zapreminski protok goriva
$\dot{V}_v$	$\frac{m^3}{s}$	zapreminski protok vazduha
z	$-$	broj cilindara
z_{pt}		broj protivtegova
W	J	rad
W_t	J	rad idealnog termodinamičkog ciklusa
$x_{g,i}$	$-$	maseni udeo i-te komponente goriva u smeši goriva

Pregled oznaka grčkog alfabeta

α	$-$	stepen porasta pritiska tokom izohorskog dovođenja toplote
β	$°$	ugao otklona klipnjače
δ	$-$	stepen širenja (nakon završetka dovođenja toplote, čisto širenje)
ε	$-$	stepen sabijanja
ε_{MH}	$-$	efektivnost međuhladnjaka
η		stepen korisnosti
η_d	$-$	stepen dobrote radnog ciklusa
η_V	$-$	koeficijent punjenja motora
η_e	$-$	efektivni stepen korisnosti
η_i	$-$	indicirani stepen korisnosti
η_m	$-$	mehanički stepen korisnosti motora
η_t	$-$	stepen korisnosti idealnog termodinamičkog ciklusa

κ	$-$	eksponent izentrope, odnos specifičnih toplota pri konstantnom pritisku i zapremini
λ	$-$	koeficijent viška vazduha (KVV)
λ_k	$-$	glavna kinematska karakteristika klipnog mehanizma
ξ	$-$	relativna dezaksijalnost
π	$-$	odnos maksimalnog i početnog pritiska
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	gustina
ρ	$-$	stepen porasta zapremine tokom izobarskog dovođenja toplote
τ	$-$	taktnost radnog procesa motora
ϕ	$^\circ$	ugaoni položaj kolenastog vratila
ω	s^{-1}	ugaona brzina KV
Π_K	$-$	odnos pritisaka u izlaznom i ulaznom preseku kompresora
Ψ	$-$	odnos hoda i prečnika klipa
$\Delta\phi$	$^\circ$	ugaoni fazni pomak
Δp_{MH}	Pa	pad pritiska na međuhladnjaku
ΔT_{MH}	K	pad temperature na međuhladnjaku

1 Stehiometrija i goriva za motore SUS

U ovom poglavlju biće razmotrena pitanja i praktični problemi koji se odnose na goriva u najopštijem smislu, kao i specifičnosti i tehnički problemi koji se odnose na primenu goriva u motorima sa unutrašnjim sagorevanjem (MSUS), kako konvencionalnih, tako i alternativnih.

1.1 Šta je goriva materija u opštem smislu?

Gorive materije predstavljaju hemijske supstance koje sagorevanjem (oksidacijom) daju materijalne produkte sagorevanja i određenu količinu toplote.

Pitanja i zadaci:

- Navedi primere gorivih materija, odnosno hemijskih elemenata i/ili supstanci koje sagorevanjem (oksidacijom) oslobađaju određenu količinu toplote.
- Kakav je njihov hemijski sastav?
- Kakvo je njihovo agregatno stanje?
- Koliko su te supstance dostupne u prirodi i da li ih je moguće eksploatisati?

1.2 Šta je gorivo u užem smislu?

Pod gorivima u užem smislu, podrazumevaju se samo one gorive materije koje se koriste za dobijanje određene količine toplote sagorevanjem (oksidacijom).

Pitanja i zadaci:

- Navedi primere hemijskih elemenata i supstanci koje se koriste kao goriva.
- Koja goriva su dostupna na tržištu?
- U kom agregatnom stanju se nalaze goriva koja su najzastupljenija na tržištu?

1.3 Koje zahteve treba da ispuni gorivo?

Da bi se određena goriva materija mogla koristiti kao gorivo, mora ispuniti određene zahteve, i to:

1. da sagorevanjem u kratkom vremenskom intervalu daje određenu količinu toplote koja se može ekonomično koristiti;
2. da se u prirodi može naći u dovoljnim količinama;
3. da se lako može eksploatisati;
4. da ne sadrži prekomernu količinu negorivih materija;

5. da ne menja sastav i karakteristike tokom skladištenja, transportovanja i rukovanja;
6. da daje produkte sagorevanja koji nemaju štetan uticaj na materijale koji se koriste u procesu;
7. da ima povoljne ekološke karakteristike na okolinu.

Pitanja i zadaci:

– Koja goriva su dostupna u prirodi? Kolika je raspoloživost ugljovodoničnih goriva?
– Da li se sastav i karakteristike pojedinih goriva menjaju tokom vremena?
– Analiziraj pojam „idealnog goriva“. Da li u prirodi postoji goriva materija koja se može svrstati u kategoriju „idealnog goriva“?

1.4 Koja goriva se mogu koristiti za rad motora SUS?

Da bi gorivo bilo uopšte moguće primeniti za sagorevanje u kružnom radnom procesu jednog motora SUS, neophodno je da gorivo ispuni određene tehničke zahteve:

1. da poseduje visoku toplotnu moć;
2. da lako obrazuje gorivu smešu u svim radnim uslovima (pritisak, temperatura);
3. da sagoreva dovoljno velikom brzinom;
4. da u prisustvu kiseonika (vazduha) sagoreva bez taloga, pepela i ostataka;
5. da je hemijski stabilno i da sastav i karakteristike ne menja tokom vremena;
6. da ne deluje korozivno na delove motora i instalacije za obrazovanje gorive smeše;
7. ne sme sadržati komponente koje sagorevanjem daju toksične komponente;
8. mora biti pogodno za skladištenje, transport i upotrebu;
9. da ima nisku cenu.

Pitanja i zadaci:

– Potraži u stručnoj literaturi više informacija o svakom od navedenih zahteva.
– Analiziraj važnost svakog od zahteva i pokušaj da objasniš njegov praktičan značaj kroz odgovarajuće primere.

1.5 Da li postoje specifični zahtevi koje gorivo treba da ispuni, a koji se odnose na radni proces i način obrazovanja smeše?

Proces oslobađanja toplote tokom sagorevanja kod motora SUS koji koriste motorne benzine i dizel-gorivo razlikuje se po svojoj prirodi:

a) Kod benzinskih motora koji rade sa homogenom smešom i kod kojih proces sagorevanja započinje preskakanjem električne varnice čime se inicira stvaranje jezgra plamena, nastanak nekontrolisanog samopaljenja, odnosno spontanog paljenja pod dejstvom visoke temperature je nepoželjan i dovodi do pojave neregularnog zapreminskog sagorevanja sa višestrukim centrima paljenja. Zbog toga motorni benzini moraju posedovati visok oktanski broj kojim se označava otpornost motornih benzina na samopaljenje.
b) Kod motora koji rade sa heterogenom smešom i kod kojih se proces sagorevanja započinje samopaljenjem (konvencionalni dizel-motori), dizel-gorivo mora posedovati izraženu sklonost ka samopaljenju na povišenoj temperaturi. Zbog toga dizel-gorivo mora posedovati visoku vrednost cetanskog broja, kojim se označava sklonost ka samopaljenju.

Pitanja i zadaci:

- Prouči pojam reaktivnosti goriva. Da li se goriva za motore SUS razlikuju po svojoj reaktivnosti?
- Da li je reaktivnost motornog benzina veća od reaktivnosti dizel-goriva?
- Da li se reaktivnost motornog benzina povećava sa povećanjem oktanskog broja?
- Kakva je reaktivnost gasovitih goriva i alkohola?

1.6 Koje su osnovne odlike gasovitih goriva koja se koriste u motorima SUS?

Neke od bitnih opštih odlika gasovitih goriva za primenu kod motora SUS su:

1. dobro i lako obrazovanje smeše (mešanje gasovitih faza faze);
2. dobro sagorevanje;
3. povoljan sastav produkata sagorevanja (niska emisija CO, CO_2 i HC);
4. dobra otpornost na pojavu samopaljenja i neregularnog sagorevanja;
5. otežana manipulacija pri skladištenju i transportu.

Pitanja i zadaci:

- Da li se pri radu sa gasovitim gorivima formira homogena ili heterogena smeša?
- Da li se priroda procesa sagorevanja gasovitih goriva bitno razlikuje od sagorevanja motornih benzina?
- Prouči problem rezervoara za gasovito gorivo za primenu kod motornih vozila. Da li postoji razlika u načinu skladištenja tečnog naftnog gasa (TNG) i komprimovanog prirodnog gasa (KPG)?
- Da li je emisija CO_2 povoljnija kod gasovitih ugljovodoničnih goriva u odnosu na druga goriva?

1.7 Kako broj ugljenikovih atoma utiče na podele tečnih goriva za motore SUS? Da li broj ugljenikovih atoma utiče na njihove karakteristike?

Da, karakteristike ugljovodoničnih goriva, bez izuzetka, bitno zavise od broja ugljenikovih (C), ali i od broja vodonikovih (H) atoma. Prema broju ugljenikovih atoma, ugljovodonična goriva uobičajeno se svrstavaju u sledeće grupe:

1. motorni benzini – laki ugljovodonici sa 5–9 atoma C, temperatura isparavanja u opsegu 50–200 °C, primenjuje se kod benzinskih motora;
2. kerozin – ugljovodonici sa 8–12 atoma C, temperatura isparavanja u opsegu 150–300 °C, koristi se kod gasnih turbina;
3. dizel-gorivo – ugljovodonici sa 12–17 atoma C, temperatura isparavanja u opsegu 220–350 °C, primenjuje se kod lakih dizel-motora;
4. gasno ulje i goriva za brodske motore – ugljovodonici sa 14–20 atoma C, temperatura isparavanja u opsegu 300–380 °C, primenjuje se kod sporohodih industrijskih i brodskih dizel-motora.

Pitanja i zadaci:

- Kako broj ugljenikovih atoma utiče na molarnu masu goriva?
- Da li emisija CO_2 zavisi od broja ugljenikovih atoma?

1.8 Da li je sastav ugljovodoničnog goriva homogen?

Osim u slučaju uzoraka goriva koji se pripremaju u laboratoriji za potrebe posebnih ispitivanja, goriva dostupna na tržištu koja se koriste za pogon motornih vozila i u industriji predstavljaju složene smeše različitih vrsta ugljovodonika. Sastav goriva i broj komponenata zavisi od vrste i namene goriva, klimatskih uslova, godišnjeg doba, rafinerijskog postupka i procesa proizvodnje.

Pitanja i zadaci:

- Da li se sastav goriva menja tokom vremena?
- Prouči problem isparljivosti pojedinih vrsta ugljovodonika.
- U stručnoj literaturi potraži podatke o isparljivosti pojedinih vrsta ugljovodonika. Kako se temperatura isparavanja menja sa brojem ugljenikovih atoma i da li ona utiče i na promenu sastava goriva tokom vremena?

1.9 Kakva je struktura molekula ugljovodonika u sastavu ugljovodoničnog goriva za motore SUS?

Osim broja ugljenikovih atoma, na karakteristike goriva bitno utiče struktura molekula svakog od ugljovodonika koji se nalazi u sastavu jednog goriva. U odgovoru na ovo pitanje koristi se osnovna podela ugljovodonika iz organske hemije:

1. zasićeni ugljovodonici
   a) parafini – ugljovodonici lančane strukture (alkani) sa opštom formulom C_nH_{2n+2};
   b) izoparafini – ugljovodonici razgranate strukture (alkani) sa opštom formulom C_nH_{2n+2};
      - agregatno stanje – gasoviti (C: 1–4), tečni (C: 5–15) i čvrsti (C: 15–20);
      - karakteristike: ugljovodonici sa malim brojem ugljenikovih atoma su vrlo otporni na samopaljenje (poželjni u sastavu motornih benzina);
      - ugljovodonici sa većim brojem ugljenikovih atoma su nestabilni, lako se raspadaju na manje lance i skloni su samopaljenju (poželjni u sastavu dizel-goriva);
   c) nafteni – ugljovodonici ciklične strukture (ciklani) C_nH_{2n};
      - prstenasta struktura sa jednostrukim vezama, stabilni, otporni na samopaljenje (poželjni u sastavu benzinskih goriva);
2. nezasićeni ugljovodonici
   d) olefini – ugljovodonici lančane strukture (alkeni i alkini), sa opštom formulom C_nH_{2n} i C_nH_{2n-2};
   e) aromati – ugljovodonici ciklične strukture sa opštom formulom C_nH_{2n-6};
      - vrlo nestabilni, visoko reaktivni, lako se raspadaju na višim temperaturama, visoka sklonost ka samopaljenju (poželjni u sastavu dizel-goriva).

Pitanja i zadaci:

- U stručnoj literaturi potraži više podataka o strukturi i osobinama pojedinih grupa ugljovodonika.
- Kako uvođenje zasićenih cikličnih ugljovodonika utiče na promenu reaktivnosti goriva, a kako na njegovu masu?
- Proveri u tablicama sa fizičkim karakteristikama goriva da li postoji veza između strukture i toplotne moći ugljovodonika.

1.10 Šta je gornja, a šta donja toplotna moć goriva? Koja od ove dve veličine je indikativna za proračun radnog ciklusa motora SUS?

Toplotna moć goriva, u opštem smislu, predstavlja količinu toplote koja se dobija potpunim sagorevanjem jedinične mase ili zapremine goriva pod određenim termodinamičkim uslovima koji su određeni odgovarajućim standardima. Na ovom mestu biće date dve opšte definicije koje važe i za ugljovodonična goriva:

1. gornja toplotna moć (H_g) – količina toplote koja se dobije potpunim sagorevanjem jedinične mase goriva pod sledećim uslovima:
   - ugljenik i sumpor se nalaze u obliku svojih dioksida, do sagorevanja azota nije došlo;
   - produkti sagorevanja su dovedeni na početnu temperaturu (20 °C);
   - voda iz goriva i ona dobijena sagorevanjem vodonika je u tečnom stanju.
2. donja toplotna moć (H_d) – količina toplote koja se dobije potpunim sagorevanjem jedinične mase goriva pod sledećim uslovima:
   - ugljenik i sumpor se nalaze u obliku svojih dioksida, do sagorevanja azota nije došlo;
   - produkti sagorevanja su dovedeni na početnu temperaturu (20 °C);
   - voda iz goriva i ona dobijena sagorevanjem vodonika je u parnom stanju.

S obzirom na to da se sagorevanjem ugljovodoničnog goriva kao proizvod sagorevanja dobijaju ugljen-dioksid CO_2 i vodena para H_2O (ako se u prvom približenju zanemare efekti nesavršenosti sagorevanja i mikro-koncentracije proizvoda nepotpunog sagorevanja), donja toplotna moć, koja je definisana za slučaj vode u parnom stanju, indikativna je za proračun radnog ciklusa, jer su to realni uslovi rada jednog motora kod koga voda dobijena sagorevanjem ostaje u parnom stanju.

Kondenzacija vodene pare, koja doprinosi poboljšanju energetskog bilansa, neizbežan je proces i javlja se u prirodi, ali pošto se taj proces odvija van motora u kome se obavlja transformacija energije, odnosno van izduvnog sistema motora, taj doprinos se ne može uzeti u obzir. Zato se gornja toplotna moć kojom se efekat kondenzacije vodene pare uzima u obzir, ne može koristiti za proračun radnog ciklusa motora SUS.

Pitanja i zadaci:

- Prouči tabele sa karakterističnim vrednostima za donju toplotnu moć goriva i pokušaj da utvrdiš kako se donja toplotna moć menja sa povećanjem broja ugljenikovih atoma.
- Koje od svih raspoloživih vrsta goriva (tečnih i gasovitih) koja se mogu koristiti u motorima SUS, ima najveću toplotnu moć?
- Da li od vrednosti toplotne moći (donje) zavisi količina toplote oslobođene tokom sagorevanja u

cilindru?
- Od dva goriva koja su najzastupljenija na tržištu (motorni benzin i dizel-gorivo), koje ima veću toplotnu moć izraženu po jedinici zapremine?

1.11 Šta predstavlja tačka samopaljenja, a šta tačka paljenja gorive smeše?

U pitanju su dve bitno različite fizičke karakteristike goriva, odnosno gorive smeše. Kada je u pitanju motor SUS i primena odgovarajućeg goriva, obe navedene karakteristike su jednako važne, ali u različitim aspektima.

Tačka samopaljenja je najniža temperatura na kojoj se pripremljena goriva smeša pali pod dejstvom sopstvene energije, ili najniža temperatura na kojoj je postignut takav stepen zagrejanosti smeše i koncentracije goriva u smeši sa vazduhom da se smeša pali spontano, sama od sebe.

Ova karakteristika goriva bitno određuje ponašanje goriva u procesu sagorevanja u samom motoru SUS. Indirektno, ona pokazuje sklonost goriva u gorivoj smeši sa vazduhom ka spontanom paljenju na povišenom termičkom nivou, odnosno, pokazuje njegovu reaktivnost.

Za motorne benzine očekivana temperatura samopaljenja nalazi se u opsegu 850–900 K. Samopaljenje kod konvencionalnih sistema sagorevanja motora koji rade sa homogenom smešom benzinskih goriva je izrazito opasna pojava koja dovodi do detonantnog sagorevanja koje je nepoželjno.

Nasuprot tome, kod dizel-goriva temperatura samopaljenja je niža i kreće se u opsegu 750–800 K. Sklonost ka samopaljenju je bitna karakteristika dizel-goriva i omogućava realizaciju koncepta paljenja smeše pod dejstvom visokog pritiska i temperature.

Poređenjem temperatura na kojima nastupa samopaljenje, zaključuje se da je dizel-gorivo reaktivnije, tj. da lakše stupa u reakcije, pre svega paljenja, a zatim i sagorevanja.

Tačka paljenja je najniža temperatura na kojoj se pripremljena goriva smeša pali pod dejstvom spoljnjeg izvora paljenja.

Ova karakteristika je važna za skladištenje i transport goriva. U ovom pogledu dizel-goriva su pogodnija za skladištenje i manipulaciju jer imaju višu temperaturu paljenja.

Pitanja i zadaci:

- Analiziraj uticaj broja ugljenikovih atoma na temperaturu samopaljenja.
- Analiziraj uticaj strukture pojedinih vrsta elementarnih ugljovodonika na reaktivnost goriva.
- Koji su ugljovodonici izrazito skloni samopaljenju, a koji su otporni na njega?
- Da li isparljivost utiče na temperaturu paljenja?

1.12 Kako se izražava otpornost motornog benzina na detonantno sagorevanje?

Oktanski broj OB (*eng. ON – Octane Number*) predstavlja procentualni udeo izo-oktana (ili 2,2,4-trimetilpentan, C_8H_{18}) u smeši izo-oktana i n-heptana (normalni heptan C_7H_{16}) koja pri sagorevanju u motoru detonira pri istim uslovima kao i ispitivano gorivo u propisanim uslovima ispitivanja. Polazi se od referentnog oktanskog broja izo-oktana za koji se uslovno uzima vrednost OB=100 (otporan na detonaciju) i n-heptana OB=0 (izrazito neotporan na detonaciju). OB se određuje prema standardizovanim metodama na istraživačkim motorima CFR sa promenljivim stepenom sabijanja i sistemom za registrovanje detonantnog sagorevanja. Ispitivanja se obavljaju prema standardima ISO 5163, ISO 5164 ASTM D2699 i ASTM D2700.

Pitanja i zadaci:

- U stručnoj literaturi i odgovarajućim standardima potraži više podataka o metodologiji ispitivanja OB.
- U stručnoj literaturi potraži više podataka o istraživačkom oktanskom broju IOB (*eng. RON – Research Octane Number*)?
- Šta predstavlja motorski oktanski broj MOB (*eng. MON – Motor Octane Number*)?
- U čemu je razlika između ovih vrednosti?

1.13 Kolike su vrednosti oktanskog broja motornih benzina koji su dostupni na tržištu?

Oktanski broj motornih benzina dostupnih na tržištu je različit. Međunarodni standard koji važi na teritoriji EZ (EN 228), a koji važi i na teritoriji Republike Srbije (SRPS EN 228), pored ostalih karakteristika, određuje i vrednost oktanskog broja. Za motorne benzine vrednost istraživačkog oktanskog broja iznosi IOB=95. U zavisnosti od raspoložive tehnologije i tržišne politike, proizvođači i distributeri goriva na tržište plasiraju i motorne benzine sa višim vrednostima oktanskog broja pod posebnim komercijalnim nazivima, a uobičajene vrednosti su IOB=98 ili IOB=100.

Pitanja i zadaci:

- Potraži u stručnoj literaturi podatke o oktanskom broju za različite vrste ugljovodonika i analiziraj mogućnost njihove primene u motorima SUS.
- Kolike su vrednosti oktanskog broja za komprimovani prirodni gas (KPG), tečni naftni gas (TNG) i vodonik?

1.14 Kako se utiče na povećanje vrednosti oktanskog broja motornog benzina?

Osim rafinerijskim postupkom, tj. izborom određenih tipova ugljovodonika koje karakteriše stabilnost i niska reaktivnost (ugljovodonici sa malim brojem ugljenikovih atoma, zasićeni ugljovodonici, ciklični zasićeni ugljovodonici), otpornost motornih benzina prema samopaljenju povećava se dodavanjem i odgovarajućih hemijskih supstanci, tj. aditivima.

Kod savremenih motornih benzina, za povećanje oktanskog broja korišćena su organska jedinjenja MTBE (metil-tercijarni butil etar – $(CH_3)_3COCH_3$) i TAME (tercijarni amil-metil etar). Iz ekoloških razloga, zamenjeni su aditivima ETBE (etil-tercijarni butil etar – $(CH_3)_3COC_2H_5$) i TAEE (tercijarni amil-etil etar).

Osim aditiva, oktanski broj motornih benzina se povećava dodavanjem alkohola koji imaju više vrednosti oktanskog broja, npr. metanola (CH_3OH) ili etanola (C_2H_5OH).

Pitanja i zadaci:

- Koliki je oktanski broj pojedinih alkohola, kao što su najčešće korišćeni metanol i etanol?
- Da li se alkoholi dodaju motornom benzinu u rafinerijskom postupku?
- Šta bi predstavljala oznaka E15, a šta E85?

1.15 Kako se deklariše sklonost dizel-goriva ka samopaljenju?

Sklonost dizel-goriva ka samopaljenju izražava se cetanskim brojem. Cetanski broj CB (*eng. CN – Cetane Number*) predstavlja procentualni udeo cetana ($C_{16}H_{34}$) u smeši cetana i α-metil naftalina ($C_{11}H_{10}$) koja ima isti period kašnjenja paljenja kao i ispitivano gorivo u propisanim uslovima ispitivanja. Polazi se od referentnog cetanskog broja cetana koji se smatra izrazito sklonim samopaljenju (CB=100) i α-metil naftalina koji se smatra izrazito otpornim na samopaljenje (CB=0). Cetanski broj se određuje standardizovanim metodama na istraživačkim dizel-motorima CFR sa promenljivim stepenom sabijanja. Ispitivanja se obavljaju prema standardima ISO 5165 i ASTM D613.

Osim cetanskog broja (CB) koji se određuje motorskim ispitivanjem, u praksi se koristi i cetanski indeks (CI), čije je određivanje jednostavnije i definisano je posebnim standardima.

Pitanja i zadaci:

- Potraži u stručnoj literaturi podatke o vrednostima cetanskog broja za dizel-goriva dostupna na različitim tržištima.
- Kako bi povećanje cetanskog broja moglo da utiče na proces sagorevanja?

1.16 Šta predstavlja kristalizacija parafina kod dizel-goriva? Kakav je značaj ove karakteristike goriva u eksploataciji motora?

Pojava kristalizacije, tj. izdvajanja parafina iz dizel-goriva karakteristična je pojava pri upotrebi dizel-goriva na niskim temperaturama. U praksi se, prema odgovarajućim standardima, određuju dve karakteristične temperature koje su u vezi sa pojavom kristalizacije kod dizel-goriva:

Tačka filtrabilnosti (*engl. Cold Filter Plugging Point, CFPP*) jeste najviša temperatura pri kojoj dolazi do začepljenja prečistača za gorivo usled pojave kristalizacije.

Tačka zamućenja (*engl. Cloud point, CP*) je najviša temperatura na kojoj počinje izdvajanje parafina pri hlađenju goriva.

Ove karakteristike se odnose na ponašanje pre svega dizel-goriva i goriva za brodske motore u čijem sastavu je znatan udeo zasićenih i nezasićenih lančanih ugljovodonika sa velikim brojem ugljenikovih atoma. Što je udeo parafina u datom gorivu veći, utoliko je i viša temperatura na kojoj započinje kristalizacija.

Pitanja i zadaci:

- Prouči problem kristalizacije dizel-goriva na niskim temperaturama.
- Razmotri koji su to eksploatacioni problemi koji se javljaju kao posledica kristalizacije.
- Koja su karakteristična mesta u instalaciji za napajanje gorivom na kojima se kristalizacija najčešće javlja? Koje mere se koriste da bi se smanjila sklonost dizel-goriva ka kristalizaciji?

1.17 Da li se u sastavu standardnog dizel-goriva nalazi i sumpor? U čemu se sastoji negativan uticaj sumpora pri sagorevanju u motoru SUS?

U sastavu sirove nafte, bez obzira na to koje je nalazište u pitanju, uvek se može naći izvesna količina sumpora. Standardi koji određuju i propisuju osnovne karakteristike dizel-goriva (npr. EN 590) dozvoljavaju mikro koncentracije sumpora od najviše 10 ppm. Prema tome, u sastavu standardnog dizel-goriva može se naći i sumpor, bez obzira na to što se savremena dizel-goriva formalno tretiraju kao bezsumporna.

Negativni uticaj sumpora ogleda se u tome što sumporovi oksidi u prisustvu vodene pare iz produkata sagorevanja, prirodno reaguju i daju sumporastu i sumpornu kiselinu. Takođe, agresivno dejstvo sumpora ispoljava se i u samoj instalaciji za napajanje goriva.

Pitanja i zadaci:

- Potraži u stručnoj literaturi podatke o tome kako mesto eksploatacije sirove nafte utiče na sadržaj sumpora u sirovoj nafti i prerađenom gorivu.
- Da li sumpor u gorivu utiče i na formiranje čvrstih čestica u produktima sagorevanja?

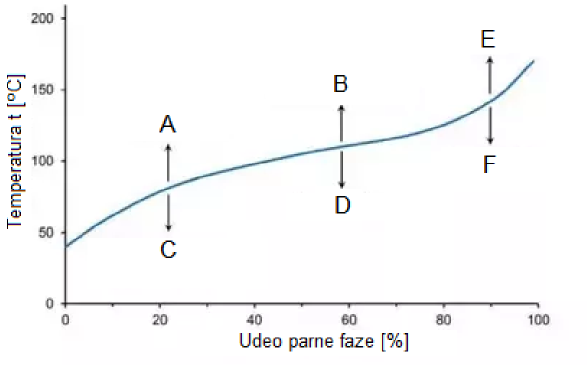
1.18 Šta je to kriva isparavanja goriva i kako se odražava na pojedine aspekte rada motora?

Kriva isparavanja prikazuje zavisnost količine goriva koje je prešlo u parnu fazu od temperature. Na krivoj isparavanja mogu se označiti karakteristične temperature, kao npr. t_{10}, t_{50} i t_{90} koje se dovode u vezu sa pojedinim upotrebnim karakteristikama motora i problemima u eksploataciji. Karakteristične temperature su definisane na sledeći način:

- Temperatura t_{10} je temperatura pri kojoj ispari 10% goriva koje je uvedeno u proces (ubrizgan, raspršen).
- Temperatura t_{50} je temperatura pri kojoj ispari 50% goriva koje je uvedeno u proces.
- Temperatura t_{90} je temperatura pri kojoj ispari 90% goriva koje je uvedeno u proces.

Ove karakteristike posebno su važne za upotrebu motornih benzina. Isparavanje goriva u funkciji temperature prati se u tri karakteristične oblasti i svaka od njih se odnosi na pojedine uticaje goriva na karakteristike i način upotrebe motora. Karakteristike goriva mogu se korigovati prema specifičnim zahtevima, što se i čini podešavanjem sastava, odnosno, izmenama procentualnih udela pojedinih ugljovodonika.

- Početni deo krive isparavanja odnosi se na karakteristike goriva koje utiču na hladan start, na pokretanje zagrejanog motora, isparavanje goriva kod zagrejanog motora i niske gubitke pri isparavanju.
- Srednji deo krive isparavanja podešava se da bi se obezbedilo brzo uzgrevanje motora, poboljšala ekonomičnost pri vožnji na kratkim relacijama, dobro ubrzanje (dinamičke karakteristike), sprečila pojava leda (manje izražen problem kod sistema sa ubrizgavanjem benzina).
- Krajnji deo krive isparavanja podešava se da bi se obezbedila bolja ekonomičnost zagrejanog motora, sprečilo stvaranje naslaga u motoru, sprečilo slivanje neisparelog goriva i razblaženje ulja za podmazivanje, smanjila emisija.



Sl. 1.1 – Načelan tok krive isparavanja ugljovodoničnog goriva

Na Sl. 1.1 prikazan je načelan tok krive isparavanja za jedno ugljovodonično gorivo. Označene su pojedine oblasti od posebnog značaja za rad motora i njegovu eksploataciju:

A loša karakteristika hladnog starta;
B loša karakteristika starta zagrejanog motora, visoki gubici pri isparavanju;
C loša karakteristika uzgrevanja motora, loša karakteristika ubrzanja motora, niska ekonomičnost motora na kratkim relacijama;
D izražena pojava leda u usisnom kanalu (latentna toplota isparavanja goriva) ;
E loša isparljivost na višim temperaturama, izraženo slivanje goriva niz cilindar, spiranje i razređenje i kontaminacija ulja za podmazivanje.
F niska ekonomičnost na dužim relacijama (rad zagrejanog motora)

1.19 Kako se definiše sastav smeše goriva i vazduha? Šta predstavlja koeficijent viška vazduha, a šta maseni odnos vazduha i goriva?

Koeficijent viška vazduha (KVV) je bezdimenziona veličina koja predstavlja odnos stvarne mase vazduha koja učestvuje u sagorevanju i mase vazduha neophodne za potpuno sagorevanje date mase goriva (teorijska ili minimalna potrebna masa vazduha). Koeficijent viška vazduha se izračunava sledećim izrazom:

$$\lambda[-] = \frac{m_v}{m_{v,min}} = \frac{m_v}{m_{v,teor}} = \frac{m_v}{m_g \cdot L_0} \tag{1.1}$$

gde su veličine definisane na sledeći način:

λ	$-$	koeficijent viška vazduha (KVV)
m_v	kg, v	stvarna masa vazduha koja učestvuje u sagorevanju
$m_{v,min}, m_{v,teor}$	kg, v	teorijska ili minimalno potrebna masa vazduha neophodna za potpuno sagorevanje date mase goriva
m_g	kg, g	masa goriva koja učestvuje u sagorevanju
L_0	$\frac{kg, v}{kg, g}$	stehiometrijska masa vazduha ili masa vazduha potrebna za potpuno sagorevanje jedinične mase goriva

Odnos mase vazduha i mase goriva ($OMVG$) je bezdimenziona veličina koja predstavlja odnos mase vazduha i mase goriva koji učestvuju u gorivoj smeši ili odnos njihovih masenih protoka. Ova veličina ima praktičan karakter i može se odrediti iz odnosa merenih trenutnih vrednosti masenih protoka vazduha i goriva tokom ispitivanja motora na probnom stolu ili u eksploataciji. U literaturi, za ovu veličinu se koristi međunarodno prihvaćena oznaka AFR (*eng. Air-Fuel Ratio*).

Odnos mase vazduha i mase goriva ($OMVG, AFR$) određuje se pomoću sledećeg izraza:

$$OMVG[-] = AFR[-] = \frac{m_v}{m_g} = \frac{\frac{dm_v}{dt}}{\frac{m_g}{dt}} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_g} = \frac{G_v}{G_g} \tag{1.2}$$

gde su veličine definisane na sledeći način:

$OMVG, AFR$	$-$	odnos mase vazduha i mase goriva
m_v	kg, v	masa vazduha koja učestvuje u sagorevanju
m_g	kg, g	masa goriva koja učestvuje u sagorevanju
$\dot{m}_v, G_v$	$\frac{kg, v}{s}$	maseni protok vazduha
$\dot{m}_g, G_g$	$\frac{kg, g}{s}$	maseni protok goriva

1.20 Kako se karakteriše smeša na osnovu vrednosti koeficijenta viška vazduha i odnosa masa vazduha i goriva?

Kada je masa vazduha koji učestvuje u sagorevanju jednaka masi potrebnoj za potpuno, stehiometrijsko sagorevanje datog goriva, smeša vazduha i goriva se naziva stehiometrijskom, a koeficijent viška vazduha tada ima jediničnu vrednost $\lambda = 1$). U slučaju kada je masa vazduha u reakciji manja od stehiometrijske, smeša je bogata ($\lambda < 1$), a kada je veća od stehiometrijske, smeša je siromašna ($\lambda > 1$). Bez obzira na to o kom gorivu se radi (tip, struktura, sastav), karakterizacija smeše na osnovu vrednosti koeficijenta viška vazduha je univerzalna.

Ako se karakterizacija smeše vazduha i goriva prikazuje pomoću vrednosti odnosa masa vazduha i goriva ($OMVG$), neophodno je poznavati njenu vrednost za slučaj stehiometrijskog, tj. potpunog sagorevanja. Po analogiji sa karakterizacijom smeše na osnovu koeficijenta viška vazduha, ako je $OMVG > OMVG_{steh}$, smeša je siromašna, a ako je $OMVG < OMVG_{steh}$, smeša je bogata.

1.21 Da li postoji veza između koeficijenta viška vazduha λ i masenog odnosa vazduha i goriva OMVG?

Da, veza između ove dve veličine postoji i može se uspostaviti primenom osnovnih izraza kojima su ove veličine pojedinačno definisane.

Iz izraza za koeficijent viška vazduha (1.1) treba izraziti masu vazduha koja učestvuje u sagorevanju preko stehiometrijske mase vazduha neophodne za sagorevanje jedinične mase goriva (L_0), mase goriva koja učestvuje u sagorevanju (m_g) i koeficijenta viška vazduha (λ):

$$\lambda = \frac{m_v}{m_{v,min}} = \frac{m_v}{m_{v,teor}} = \frac{m_v}{m_g \cdot L_0} \longrightarrow m_v = \lambda \cdot L_0 \cdot m_g \tag{1.3}$$

Zamenom u izraz (1.2) za odnos mase vazduha i goriva ($OMVG$), uspostavlja se direktna veza između odnosa mase vazduha i goriva i koeficijenta viška vazduha:

$$OMVG = AFR = \frac{\lambda \cdot L_0 \cdot m_g}{m_g} = \lambda \cdot L_0 \tag{1.4}$$

1.22 Kako se određuje toplotna moć smeše goriva?

S obzirom na to da se ugljovodonična goriva za primenu u motorima SUS pojavljuju kao mešavine različitih gorivih komponenata (od kojih su neke organske, a neke neorganske), donja toplotna moć takve smeše, sa n različitih komponenata, može se odrediti računski, pod uslovom da su maseni udeo $x_{g,i}$ i toplotna moć $H_{d,g,i}$ svake komponente unapred poznati. Na primer, za donju toplotnu moć smeše goriva, može se postaviti sledeći izraz:

$$H_{d,g} = \sum_{i=1}^{n} x_{g,i} \cdot H_{dg,i} \tag{1.5}$$

gde su veličine definisane na sledeći način:

$x_{g,i}$	$-$	maseni udeo *i*-te komponente goriva u smeši goriva
$H_{d,g,i}$	$\frac{J}{kg}$	donja toplotna moć *i*-te komponente goriva u smeši goriva
$H_{d,g}$	$\frac{J}{kg}$	donja toplotna moć smeše goriva

Primer

Pokažimo na primeru dvokomponentnog ugljovodoničnog goriva, koje se sastoji iz oktana i etanola, kako se određuje donja toplotna moć smeše goriva. Dati su sledeći podaci:

Naziv komponente	Hem. oznaka	Donja toplotna moć H_d [MJ/kg]	Maseni udeo $x_{g,i}$ [%]
Oktan	C_8H_{18}	44,427	85
Etanol	C_2H_5OH	26,700	15

$$H_{d,g} = \sum_{i=1}^{2} x_{g,i} \cdot H_{dg,i} = x_{g,1} \cdot H_{dg,1} + x_{g,2} \cdot H_{dg,2} \tag{1.6}$$

$$H_{d,g} = x_{C8H18} \cdot H_{dg,C8H18} + x_{C2H5OH} \cdot H_{dg,C2H5OH} \tag{1.7}$$

$$H_{d,g} = 0{,}85 \cdot 44{,}427 \frac{MJ}{kg} + 0{,}15 \cdot 26{,}70 \frac{MJ}{kg} = 41{,}768 \frac{MJ}{kg} \tag{1.8}$$

Iz rezultata se zaključuje da dvokomponentna smeša ima nižu donju toplotnu moć u odnosu na oktan koji čini najveći deo smeše. Uvođenje 15% etanola u smešu sa oktanom dovelo je do smanjenja donje toplotne moći za oko 5,98%.

Pitanja i zadaci:

– U literaturi pronađi podatke o donjoj toplotnoj moći za propan i butan, a zatim odredi toplotnu moć smeše tečnog naftnog gasa ako je maseni odnos propana i butana 45 i 55%, respektivno. Kolika je relativna promena donje toplotne moći smeše ako se maseni odnos komponenata promeni sa 45:55 na 40:60?

1.23 Kako se određuje donja toplotna moć smeše goriva i vazduha?

Za određivanje donje toplotne moći smeše goriva i vazduha, neophodno je poznavati donju toplotnu moć goriva i sastav smeše, pri čemu sastav smeše može biti definisan ili preko koeficijenta viška vazduha λ ili preko masenog odnosa vazduha i goriva ($OMVG, AFR$).

Kao što je već pokazano, donja toplotna moć goriva $H_{d,g}$ prikazuje se u jediničnom obliku, tj., kao energija koja se oslobađa potpunim sagorevanjem jedinične mase goriva. Pošto u gorivoj smeši samo gorivo poseduje toplotnu moć, toplotna moć smeše$H_{d,sm}$, može se odrediti svođenjem donje toplotne moći goriva na jediničnu masu smeše vazduha i goriva. U tom slučaju, jediničnoj masi goriva odgovaraće jedinična masa vazduha. Za slučaj kada je sastav smeše određen koeficijentom viška vazduha λ, izraz za određivanje donje toplotne moći goriva definisan je sledećim izrazom:

$$H_{d,sm} = \frac{H_{d,g}}{1 + \lambda \cdot L_0} \tag{1.9}$$

U slučaju kada je sastav smeše određen odnosom mase vazduha i goriva ($OMVG, AFR$), koristi se sledeći izraz:

$$H_{d,sm} = \frac{H_{d,g}}{1 + OMVG} = \frac{H_{d,g}}{1 + AFR} \tag{1.10}$$

Primer

Pokažimo na primeru stehiometrijske smeše motornog benzina kako se određuje donja toplotna moć gorive smeše goriva i vazduha. Dati su sledeći podaci:

Donja toplotna moć motornog benzina (MB95):	$H_{d,MB95}$	42,5 MJ/kg
Sastav smeše:	λ	1,0
Stehiometrijska količina vazduha:	L_0	14,7 *kg,v/kg,g*

$$H_{d,sm} = \frac{H_{d,MB95}}{1 + \lambda \cdot L_0} = \frac{42{,}5 \dfrac{MJ}{kg,g}}{1 + 1{,}0 \cdot 14{,}7 \dfrac{kg,v}{kg,g}} = 2{,}707 \frac{MJ}{kg,sm} \tag{1.11}$$

Pitanja i zadaci:

- Odrediti donju toplotnu moć stehiometrijske smeše etanola i vazduha, ako je donja toplotna moć etanola 26,7 MJ/kg, a stehiometrijska vrednost za $OMVG$=9,0 *kg,v/kg,g*.

1.24 Kolika je količina kiseonika potrebna za sagorevanje ugljenika? Kolika se energija dobija potpunim sagorevanjem ugljenika?

Za određivanje količine kiseonika potrebnog za potpuno sagorevanje ugljenika, neophodno je postaviti izraz za osnovnu hemijsku reakciju oksidacije koja je praćena i oslobađanjem odgovarajuće količine energije:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 + Q \tag{1.12}$$

Reakciju možemo prikazati u molarnom i masenom domenu:

$$1\ kmol\ C + 1\ kmol\ O_2 \rightarrow 1\ kmol\ CO_2 + 406{,}08\ MJ \tag{1.13}$$

$$12\ kg\ C + 32\ kg\ O_2 \rightarrow 44\ kg\ CO_2 + 406{,}08\ MJ \tag{1.14}$$

Konačno, u masenom domenu sa svođenjem na jediničnu masu ugljenika:

$$1\ kg\ C + 2{,}66\ kg\ O_2 \rightarrow 3{,}66\ kg\ CO_2 + 33{,}84\ MJ \tag{1.15}$$

Za praktičnu primenu značajno je poznavati i zapreminu kiseonika koji učestvuje u reakciji:

$$12\ kg\ C + 22{,}4\ m^3\ O_2 \rightarrow 22{,}4\ m^3\ CO_2 + 406{,}08\ MJ \tag{1.16}$$

$$1\ kg\ C + 1{,}867\ m^3 O_2 \rightarrow 1{,}867\ m^3\ CO_2 + 33{,}84\ MJ$$

Pitanja i zadaci:

– Pronađi u literaturi vrednost minimalne mase vazduha potrebne za sagorevanje jedinične mase pojedinih goriva. Da li postoji veza između broja ugljenikovih atoma i vrednosti stehiometrijske količine (mase) vazduha?

1.25 Kakav je energetski bilans nepotpunog sagorevanja ugljenika?

Reakcija nepotpune oksidacije ugljenika je prateća reakcija sagorevanja svakog ugljovodoničnog goriva u motoru SUS i javlja se pri radu sa svim tipovima smeše, ali je posebno izražena pri sagorevanju u uslovima bogate smeše kada je raspoloživa količina vazduha, pa time i kiseonika nedovoljna za potpuno sagorevanje. Proizvod reakcije oksidacije u takvim uslovima je ugljenmonoksid CO, i za ovaj slučaj postavlja se sledeća hemijska reakcija:

$$2\ C + O_2 \rightarrow CO + Q \tag{1.17}$$

U molarnom obliku, reakcija ima sledeći oblik:

$$1\ kmol\ C + 0{,}5\ kmol\ O_2 \rightarrow 1\ kmol\ CO + 123{,}05\ MJ \tag{1.18}$$

U masenom domenu i za slučaj svođenja na jediničnu masu ugljenika, reakcija ima sledeće oblike:

$$12\ kg\ C + 16\ kg\ O_2 \rightarrow\ 28\ kg\ CO + 123{,}05\ MJ \tag{1.19}$$

$$1\ kg\ C + 1{,}33\ kg\ O_2 \rightarrow 2{,}33\ kg\ CO + 10{,}26\ MJ$$

Na osnovu poređenja vrednosti za toplotu koja se oslobađa potpunim sagorevanjem ugljenika u ugljendioksid i nepotpunim sagorevanjem u ugljenmonoksid, zaključuje se da postoji očigledan gubitak energije. Svedeno na jediničnu masu ugljenika, gubitak energije je 23,58 MJ, tj., oko 69,7%.

Pitanja i zadaci:

– Pronađi u literaturi vrednost oslobođene toplote koja se dobija u reakciji oksidacije ugljen-monoksida u ugljen-dioksid. Postavi hemijsku jednačinu i odgovarajućim transformacijama kao u prethodnom primeru odredi koliki je ukupan energetski bilans dvostepene reakcije oksidacije ugljenika i uporedi ga sa vrednošću dobijenom za direktnu potpunu oksidaciju u ugljen-dioksid. Da li je dvostepena oksidacija ($C \rightarrow CO \rightarrow CO_2$) jednako efikasna u pogledu ukupne oslobođene toplote kao i jednostepena, direktna oksidacija ($C \rightarrow CO_2$)?

1.26 Kolika je količina kiseonika potrebna za sagorevanje (oksidaciju) vodonika?

Za određivanje količine kiseonika potrebnog za oksidaciju vodonika, neophodno je postaviti izraz za osnovnu hemijsku reakciju koja je praćena i oslobađanjem odgovarajuće količine energije:

$$2\ H_2 + O_2 \rightarrow 2\ H_2O + Q \tag{1.20}$$

Reakciju možemo prikazati u molarnom domenu:

$$1\ kmol\ H_2 + 0{,}5\ kmol\ O_2 \rightarrow 1\ kmol\ H_2O + 241{,}87\ MJ \tag{1.21}$$

i masenom domenu:

$$2\ kg\ H_2 + 16\ kg\ O_2 \rightarrow 18\ kg\ H_2O + 241{,}87\ MJ \tag{1.22}$$

i konačno, u masenom domenu, sa svođenjem na jediničnu masu vodonika:

$$1\ kg\ H_2 + 8\ kg\ O_2 \rightarrow 9\ kg\ H_2O + 119{,}95\ MJ \tag{1.23}$$

Za praktičnu primenu, korisno je poznavati i zapremine reaktanata u gasovitom stanju:

$$1\ m^3\ H_2 + 0{,}5\ m^3\ O_2 \rightarrow 1\ m^3\ H_2O + 10{,}79\ MJ \tag{1.24}$$

Pitanja i zadaci:

- Pronađi u stručnoj literaturi podatke o količini toplote koja se oslobađa sagorevanjem jedinične mase različitih goriva i uporedi ih. Koje konvencionalno gorivo ima najveću donju toplotnu moć? Uporedi konvencionalna ugljovodonična goriva i čist vodonik.
- Da li se sa stanovišta specifične energije koja se oslobađa iz jedinične mase goriva, vodonik može smatrati optimalnim gorivom za sagorevanje u motoru SUS?
- Prouči problem dobijanja i skladištenja vodonika i zaključi da li je vodonik optimalan izbor i u ovom slučaju.

1.27 Kako se određuje minimalno potrebna količina kiseonika za sagorevanje ugljovodoničnih goriva?

Za ugljovodonično gorivo čiji je sastav definisan opštom formulom C_mH_n, gde je m broj ugljenikovih atoma, a n broj vodonikovih atoma, minimalno potrebna količina kiseonika se određuje iz osnovnih izraza za hemijske reakcije oksidacije ugljenika i kiseonika.

Broj molova kiseonika potrebnih za potpuno sagorevanje goriva određen je na sledeći način:

$$O_{min}\left[\frac{kmol}{kmol}\right] = m + \frac{n}{4} \tag{1.25}$$

Za određivanje količine kiseonika potrebne za sagorevanje date količine goriva, u masenom i zapreminskom domenu, polazi se od sledećih podataka:

zapremina *kmol*-a kiseonika kao dvoatomnog gasa:

$$V_O\left[\frac{m^3}{kmol}\right]=22{,}4 \tag{1.26}$$

molarna masa ugljenika:

$$M_C\left[\frac{kg}{kmol}\right]=12 \tag{1.27}$$

molarna (atomska) masa vodonika:

$$M_H\left[\frac{kg}{kmol}\right]=1 \tag{1.28}$$

Zapremina kiseonika potrebna za potpunu oksidaciju jedinične mase goriva data je sledećim izrazom:

$$O_{min}\left[\frac{m^3}{kg}\right]=\frac{\left(m+\frac{n}{4}\right)\cdot 22{,}4\left[\frac{m^3}{kmol}\right]}{12\left[\frac{kg}{kmol}\right]\cdot m+1\left[\frac{kg}{kmol}\right]\cdot n} \tag{1.29}$$

Masa kiseonika potrebna za potpuno sagorevanje jedinične mase goriva data je sledećim izrazom:

$$O_{min}\left[\frac{kg}{kg}\right]=\frac{\left(m+\frac{n}{4}\right)\cdot 32\left[\frac{kg}{kmol}\right]}{12\left[\frac{kgC}{kmol}\right]\cdot m+1\left[\frac{kgH}{kmol}\right]\cdot n} \tag{1.30}$$

Primer:

Odredi količinu kiseonika potrebnu za potpuno sagorevanje normalnog heptana.

Normalni heptan ili *n*-heptan pripada grupi zasićenih ugljovodonika lančane strukture. Hemijska formula *n*-heptana je C_7H_{16}. Na osnovu broja ugljenikovih (m=7) i vodonikovih atoma (n=16), količinu kiseonika potrebnog za njegovo sagorevanje određuje se na sledeći način:

$$O_{min}\left[\frac{kg}{kg}\right]=\frac{\left(m+\frac{n}{4}\right)\cdot 32\left[\frac{kg}{kmol}\right]}{12\left[\frac{kgC}{kmol}\right]\cdot m+1\left[\frac{kgH}{kmol}\right]\cdot n}=\frac{\left(7+\frac{16}{4}\right)\cdot 32\left[\frac{kg}{kmol}\right]}{12\left[\frac{kgC}{kmol}\right]\cdot 7+1\left[\frac{kgH}{kmol}\right]\cdot 16} \tag{1.31}$$

$$O_{min}=\frac{352\left[\frac{kg}{kmol}\right]}{100\left[\frac{kgC_7H_{16}}{kmol}\right]}=3{,}52\,\frac{kg}{kgC_7H_{16}} \tag{1.32}$$

Pitanja i zadaci:

- Odredi zapreminu kiseonika potrebnu za stehiometrijsko sagorevanje metana.
- Odredi potrebnu masu kiseonika za stehiometrijsko sagorevanje tečnog naftnog gasa u čijem sastavu učestvuju propan sa 40% i butan sa 60% (molarne koncentracije).

1.28 Kako se određuje količina kiseonika za sagorevanje tečnih i gasovitih ugljovodoničnih goriva sa udelom kiseonika?

Za ugljovodonično gorivo čiji je sastav definisan opštom formulom $C_mH_nO_o$, gde je m broj ugljenikovih atoma, n broj vodonikovih atoma, a o broj kiseonikovih atoma, minimalno potrebna količina kiseonika za sagorevanje mora biti korigovana, tj. umanjena za postojeći udeo kiseonika u samom gorivu.

Prema analogiji sa postupkom prikazanim u prethodnom primeru, zapremina kiseonika potrebna za sagorevanje jedinične mase goriva sa udelom kiseonika data je sledećim izrazom:

$$O_{min}\left[\frac{m^3}{kg}\right] = \frac{\left(m + \frac{n}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot 22{,}4\left[\frac{m^3}{kmol}\right]}{12\left[\frac{kgC}{kmol}\right] \cdot m + 1\left[\frac{kgH}{kmol}\right] \cdot n + 16\left[\frac{kgO}{kmol}\right] \cdot o} \tag{1.33}$$

Masa kiseonika potrebna za sagorevanje jedinične mase goriva, takođe po analogiji sa prethodnim primerom, data je sledećim izrazom:

$$O_{min}\left[\frac{kg}{kg}\right] = \frac{\left(m + \frac{n}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot 32\left[\frac{kg}{kmol}\right]}{12\left[\frac{kgC}{kmol}\right] \cdot m + 1\left[\frac{kgH}{kmol}\right] \cdot n + 16\left[\frac{kgO}{kmol}\right] \cdot o} \tag{1.34}$$

Primer:

Odredi količinu kiseonika potrebnu za potpuno sagorevanje metanola.

Metanol pripada grupi zasićenih alkohola. Hemijska formula metanola je CH_3OH. Pošto su brojevi ugljenikovih, vodonikovih i kiseonikovih atoma poznati iz hemijske formule, količina kiseonika potrebnog za njegovo sagorevanje određuje se na sledeći način:

$$O_{min}\left[\frac{kg}{kg}\right] = \frac{\left(m + \frac{n}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot 32\left[\frac{kg}{kmol}\right]}{12\left[\frac{kgC}{kmol}\right] \cdot m + 1\left[\frac{kgH}{kmol}\right] \cdot n + 16\left[\frac{kgO}{kmol}\right] \cdot o} \tag{1.35}$$

$$O_{min} = \frac{\left(1 + \frac{4}{4} - \frac{1}{2}\right) \cdot 32\left[\frac{kg}{kmol}\right]}{12\left[\frac{kgC}{kmol}\right] \cdot 1 + 1\left[\frac{kgH}{kmol}\right] \cdot 4 + 16\left[\frac{kgO}{kmol}\right] \cdot 1} = \tag{1.36}$$

$$O_{min} = \frac{1{,}95\left[\frac{kg}{kmol}\right]}{32\left[\frac{kgCH_3OH}{kmol}\right]} = 0{,}0609\,\frac{kg}{kgCH_3OH}$$

Pitanja i zadaci:

- Odredi zapreminu kiseonika potrebnu za stehiometrijsko sagorevanje metanola.
- Odredi potrebnu masu kiseonika za stehiometrijsko sagorevanje mešavine oktana i etanola koji u dvokomponentnom gorivu učestvuju sa 85 i 15%, respektivno.

1.29 Kolika količina vazduha je potrebna za sagorevanje goriva?

Ako je poznata količina kiseonika potrebna za sagorevanje datog goriva, količina vazduha se određuje iz poznatih zapreminskih ili masenih koncentracija kiseonika u vazduhu:

- maseni udeo kiseonika u vazduhu: 23,2%
- zapreminski udeo kiseonika u vazduhu: 21,0%

Masa vazduha potrebna za sagorevanje jedinične mase datog goriva izračunava se na osnovu poznate mase kiseonika potrebne za sagorevanje datog goriva:

$$L_{min}\left[\frac{kg}{kg}\right]=\frac{O_{min}\left[\frac{kg}{kg}\right]}{0{,}232} \tag{1.37}$$

Zapremina vazduha potrebna za sagorevanje jedinične mase datog goriva izračunava se na osnovu poznate zapremine kiseonika potrebne za sagorevanje datog goriva:

$$L_{min}\left[\frac{m^3}{kg}\right]=\frac{O_{min}\left[\frac{m^3}{kg}\right]}{0{,}21} \tag{1.38}$$

Za slučaj gasovitog goriva, čija se potrošnja uobičajeno meri i prati u zapreminskim jedinicama, zapremina vazduha potrebna za sagorevanje jedinične zapremine goriva izračunava se na osnovu zapremine kiseonika potrebne za sagorevanje iste jedinične zapremine goriva:

$$L_{min}\left[\frac{m^3}{m^3}\right]=\frac{O_{min}\left[\frac{m^3}{m^3}\right]}{0{,}21} \tag{1.39}$$

Primer:

Odredi količinu vazduha potrebnog za sagorevanje heptana.

Masa kiseonika za stehiometrijsko sagorevanje jedinične mase heptana već je određena u zadatku 1.27. Potrebna masa vazduha je tada određena na sledeći način:

$$L_{min}\left[\frac{kg}{kg}\right]=\frac{O_{min}\left[\frac{kg}{kg}\right]}{0{,}232}=\frac{3{,}52\left[\frac{kg}{kgC_7H_{16}}\right]}{0{,}232}=15{,}17\frac{kg}{kgC_7H_{16}} \tag{1.40}$$

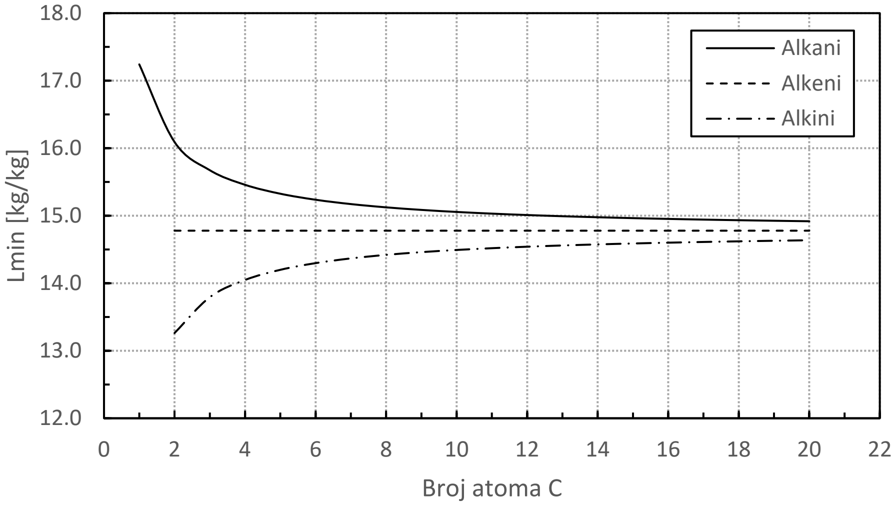
Primer:

Izračunati i na dijagramu prikazati količinu vazduha potrebnu za stehiometrijsko sagorevanje ugljovodonika sa opštim formulama C_nH_{2n+2} (zasićeni lančani – alkani), C_nH_{2n} (nezasićeni lančani – alkeni) i C_nH_{2n-2} (nezasićeni lančani – alkini). Primer će biti urađen za ugljovodonike sa brojem ugljenikovih atoma do 20, s obzirom na to da se oni najčešće pojavljuju u sastavu ugljovodoničnih goriva za pogon MSUS.

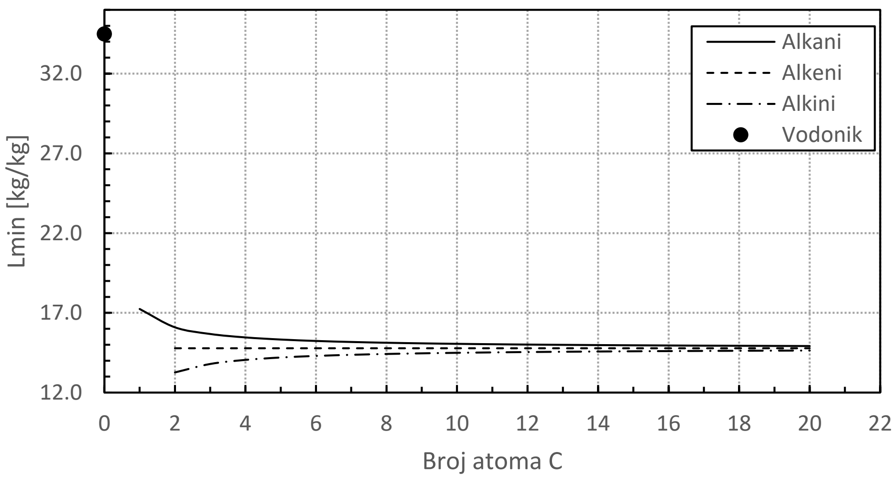
Iz analize rezultata prikazanih na dijagramu (Sl. 1.2), uočava se da sa povećanjem broja ugljenikovih atoma razlika u masi vazduha potrebnog za stehiometrijsko sagorevanje jedinične mase datog goriva asimptotski se smanjuje, što je očekivano jer se smanjuje udeo vodonikovih atoma.

Indikativno je da se u slučaju sagorevanja zasićenih ugljovodonika sa malim brojem ugljenikovih atoma (C1–C5) potrošnja vazduha viša i o tome se mora voditi računa kada su u pitanju motori u kojima se sagoreva komprimovani prirodni gas (metan CH_4) ili tečni naftni gas (mešavina propana C_3H_8 i butana C_4H_{10}).

Na ovom mestu je interesantno razmotriti specifičnost sagorevanja vodonika sa stanovišta potrošnje vazduha. Ako se proračun iz ovog primera proširi i na vodonik (Sl. 1.3), dijagramski prikaz se menja jer je za sagorevanje vodonika potrebno oko $34{,}5\ kg$ vazduha, odnosno, potrošnja vazduha se povećava 100% u poređenju sa slučajem sagorevanja čistog metana (slučaj rada sa komprimovanim prirodnim gasom). U poređenju sa sagorevanjem viših ugljovodonika (C8–C20), potrošnja vazduha se povećava za oko 250%. Sa stanovišta konstrukcije motora, ova analiza je od velikog značaja jer je za postizanje iste snage uz sagorevanje vodonika neophodno obezbediti motor sa povećanom radnom zapreminom ili odgovarajući sistem natpunjenja da bi se obezbedila odgovarajuća količina vazduha za sagorevanje.



Sl. 1.2 – Količina vazduha potrebna za stehiometrijsko sagorevanje ugljovodonika različitih struktura



Sl. 1.3 – Količina vazduha potrebna za stehiometrijsko sagorevanje vodonika i ugljovodonika različitih struktura

2 Termodinamički ciklusi motora SUS

U ovom poglavlju biće razmotrena pitanja i praktični problemi koji se odnose na idealne termodinamičke cikluse motora sa unutrašnjim sagorevanjem (MSUS). Analize, zadaci i rešeni primeri biće iskorišćeni da se ukaže na veze između pojedinih uticajnih činilaca i pojedinih termodinamičkih parametara ciklusa. Posebna pažnja biće posvećena parametrima kojima se upoređuju ekonomičnost i korisni rad ciklusa – termodinamički stepen korisnosti i specifični rad ciklusa.

2.1 Šta predstavlja radni ciklus motora SUS?

U radnom prostoru realnog, izvedenog motora sa unutrašnjim sagorevanjem (MSUS), odvija se stvarni radni ciklus koji predstavlja niz uzastopnih dinamičkih i izuzetno složenih promena stanja radne materije. Toplota dobijena sagorevanjem smeše vazduha i odgovarajuće količine goriva pretvara se u mehanički rad posredstvom klipnog mehanizma.

Realni radni ciklus kod svih MSUS, obuhvata procese punjenja cilindra, sabijanja radne materije, sagorevanja, širenja produkata sagorevanja i izbacivanja produkata iz cilindra. Svi navedeni procesi imaju izražen dinamički karakter i predstavljaju jedinstven izuzetno složen skup velikog broja fizičkih i hemijskih fenomena. Za opisivanje, proračun i analizu radnih ciklusa koriste se matematički modeli različitog stepena složenosti. Osim u pogledu broja i složenosti polaznih pretpostavki, složenosti matematičkog postupka i vremena potrebnog za proračun jednog ciklusa, modeli kojima se ciklusi opisuju razlikuju se i po nivou informativnosti, tj. po broju informacija do kojih se može doći analizom ciklusa.

2.2 Šta predstavlja idealni termodinamički ciklus motora SUS?

Radi lakšeg razumevanja osnovnih zakonitosti, pravilnosti i uzajamnih veza između pojedinih karakterističnih parametara, u praksi se koriste različite vrste matematičkih interpretacija motorskih ciklusa. U svim slučajevima radi se o različitim vrstama teorijskih ciklusa, kod kojih se uvode određena pojednostavljenja, gde se pojedini uticaji koji nisu od primarnog značaja, zanemaruju ili uzimaju sa određenim ograničenjima. Iz pojednostavljenih interpretacija realnih motorskih ciklusa, posebno se izdvaja kategorija zatvorenih termodinamičkih ciklusa, kod kojih se pojedini procesi u okviru ciklusa odvijaju u skladu sa osnovnim termodinamičkim zakonima. Takvi ciklusi se nazivaju i idealnim jer se njihova upotreba ograničava na slučajeve u kojima važe idealni uslovi.

Ovakvi ciklusi odstupaju od realnog ciklusa MSUS u mnogim aspektima, pre svega u delu koji se odnosi na oslobađanje toplote i karakteristike radne materije, ali omogućavaju primenu izuzetno jednostavnog matematičkog aparata i poznatih, dobro definisanih fizičkih, konkretno, termodinamičkih zakona, što olakšava razumevanje određenih fenomena.

S obzirom na to da su razlike između realnih ciklusa i idealnih zatvorenih termodinamičkih ciklusa velike i očigledne, između njih se može postaviti čitav niz klasa teorijskih ciklusa koji se zasnivaju na različitim polaznim pretpostavkama i različitim stepenima složenosti matematičkog aparata koji ih opisuju. Po pravilu, visok stepen približenja ciklusa kojim se proračunava i opisuje realni proces u motoru, praćen je i visokim stepenom složenosti polaznih pretpostavki i primenjenog matematičkog aparata.

Načelno, idealni termodinamički ciklusi MSUS interpretiraju proces realnog motora pod idealnim uslovima primenom osnovnih termodinamičkih zakona koji važe za osnovne promene stanja idealnog gasa, a primena jednostavnog matematičkog aparata omogućava lako i pouzdano određivanje okvirnih vrednosti pojedinih karakterističnih veličina i lako razumevanje i analizu pojedinih fenomena i zavisnosti.

2.3 Pod kojim pretpostavkama se može koristiti idealni termodinamički ciklus za proračun motora SUS?

Osnovne pretpostavke pod kojima se može postaviti jedan idealni zatvoreni kružni ciklus MSUS su:

- Radna materija je idealan gas.
- Sastav i masa radne materije ne menjaju se tokom ciklusa.
- Termodinamička svojstva radnog gasa su konstantna (ne zavise od pritiska i temperature), tj. $c_v = idem.$ i $c_p = idem.$
- Realni proces sagorevanja, čija dinamika i efikasnost zavise od brojnih činilaca, zamenjuje se pojednostavljenim procesima dovođenjem ekvivalentne količine toplote Q_1.
- Proces izmene radne materije se zanemaruje, a toplota koja se kod realnog motora odvodi produktima sagorevanja zamenjuje se odvođenjem ekvivalentne količine toplote Q_2.
- Zanemaruju se toplotni gubici i gubici mase.
- Tokom procesa sabijanja i širenja nema razmene toplote sa okolinom, nema promene mase radne materije. Promene stanja radne materije su adijabatske i izentropske.

2.4 Kakva je struktura zatvorenog kružnog idealnog termodinamičkog ciklusa motora SUS?

Struktura idealnog kružnog termodinamičkog ciklusa MSUS je jednostavna i sastoji se, načelno, od 4 procesa koji se nadovezuju jedan na drugi. S obzirom na to da on treba da posluži kao pojednostavljena interpretacija realnog procesa realnog, izvedenog motora, svi osnovni geometrijski parametri realnog motora koriste se i za definisanje idealnog termodinamičkog ciklusa.

Radi lakšeg praćenja i razumevanja, najpre će biti dat pojednostavljen prikaz MSUS sa pripadajućim osnovnim delovima (pokretnim i nepokretnim) i pratećim pregledom osnovnih geometrijskih veličina (Sl. 2.1), a za prikaz strukture biće iskorišćen ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote koji se u literaturi može naći pod različitim nazivima: Sabateov ciklus (Sabathé), Zajligerov (Seiliger), Trinklerov (Trinkler) ili dvostruki vazdušni ciklus (*eng. Dual-Air Cycle*). Ovaj ciklus načelno je prikazan na Sl. 2.2, a u nastavku će biti pojašnjene osnovne odlike pojedinih faza.

Izentropsko sabijanje

Ovaj proces je određen taktom sabijanja kao geometrijskom veličinom. Odvija se pri kretanju klipa od unutrašnje mrtve tačke (UMT) do spoljne mrtve tačke (SMT), što odgovara jednom punom hodu klipa. Početna i krajnja tačka takta sabijanja označene su brojevima 1 i 2, respektivno. Zapremina cilindra u tački 1 jednaka je zbiru radne zapremine cilindra V_h (zapremina određena prečnikom i hodom klipa) i kompresione zapremine V_c. Zapremina na kraju sabijanja u tački 2 jednaka je kompresionoj zapremini V_c.

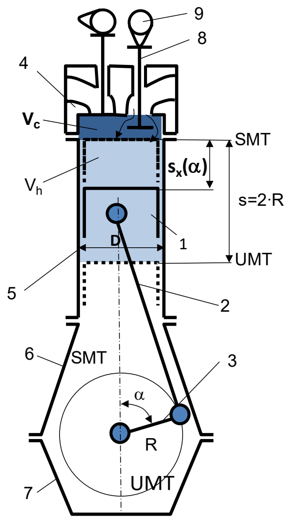
Promena stanja je izentropska, što znači da se razmena toplote sa zidovima cilindra zanemarujec. Gubitak mase radne materije usled eventualne nezaptivenosti, takođe se zanemaruje.

I – GLAVNI POKRETNI DELOVI – klipni mehanizam
1. Klip
2. Klipnjača
3. Kolenasto vratilo

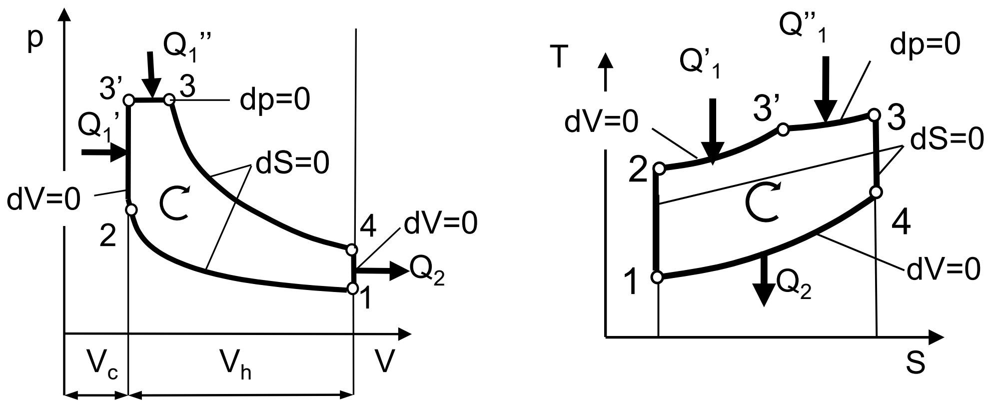
II – GLAVNI NEPOKRETNI DELOVI
4. Cilindarska glava
5. Cilindar
6. Gornji deo motorske kućice
7. Donji deo motorske kućice (karter motora)

III – SISTEMI MOTORA
a) Sistem razvoda: 8 – ventil; 9 – bregasto vratilo
b) Sistem hlađenja
c) Sistem podmazivanja
d) ....

V_c	kompresiona zapremina
$A_k = {D_k^2 \cdot \pi}/{4}$	poprečni presek klipa
$s = 2 \cdot R$	ukupni hod klipa
$V_h = s \cdot A_k$	radna zapremina
$s_x(\alpha)$	tekući hod klipa
$V(\alpha) = V_c + s_x(\alpha) \cdot A_k$	tekuća zapremina
$\varepsilon = {V_h + V_c}/{V_c}$	stepen sabijanja



Sl. 2.1 – Pojednostavljen prikaz MSUS sa pripadajućim osnovnim delovima i pratećim pregledom osnovnih geometrijskih veličina



a) *b)*

Sl. 2.2 – Dijagramski prikaz idealnog termodinamičkog ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote: a) p-V dijagram; b) T-S dijagram

Dovođenje toplote

Dovođenje ekvivalentne količine toplote koja zamenjuje oslobađanje toplote sagorevanjem u realnom ciklusu, predstavlja deo ciklusa koji suštinski određuje stepen korisnosti i specifični rad ciklusa. Prema načinu na koji se toplota dovodi, tj. prema vrsti promene termodinamičkog stanja pri kome se toplota dovodi, razlikuju se najčešći slučajevi Otovog ciklusa (izohorsko dovođenje toplote), Dizelovog ciklusa (izobarsko dovođenje toplote) ili ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote.

Početna tačka procesa dovođenja toplote jeste ujedno i krajnja tačka sabijanja (tačka 2). Krajnja tačka procesa dovođenja toplote označena je brojem 3. Kod Otovog ciklusa, tačka 3 se poklapa sa SMT jer se toplota dovodi pri izohorskoj promeni stanja. U slučaju Dizelovog ciklusa dovođenje toplote se odvija tokom početnog dela takta širenja, a položaj tačke 3 u potpunosti je određen ukupnom količinom dovedene toplote Q_1. Kod ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote (KDT), proces dovođenja toplote se delimično odvija pri izohorskoj, a delimično pri izobarskoj promeni stanja tokom početnog dela takta širenja, pa je položaj tačke 3 određen ne samo ukupnom količinom dovedene toplote Q_1, već i odnosom količine toplote dovedene pri izohorskoj $Q_1{}'$ i količine toplote dovedene pri izobarskoj promeni stanja $Q_1{}''$.

Širenje

Ovaj deo procesa prati takt širenja tokom koga se klip kreće od SMT ka UMT (tačka 4). Započinje u tački u kojoj je završen proces dovođenja toplote (tačka 3), a završava se tačkom 4 u UMT iz koje je ciklus započet. Proces širenja se, kao i sabijanje, smatra izentropskim.

Odvođenje toplote

Završni proces ciklusa odvija se između tačke 4, u kojoj se završava takt širenja, i tačke 1, iz koje započinje ciklus. Kod osnovnih idealnih termodinamičkih ciklusa, odvođenje toplote je izohorsko.

2.5 Šta predstavlja koristan rad idealnog termodinamičkog ciklusa?

Za kružni ciklus, kakav je idealni termodinamički ciklus MSUS, koristan rad ciklusa se može odrediti primenom Prvog zakona termodinamike. Radi lakšeg razumevanja, postavićemo izraz za Prvi zakon termodinamike u poznatom obliku:

$$dQ = dU + dW = dU + pdV \tag{2.1}$$

U ovom slučaju, koristan rad ciklusa W_t se može prikazati i na drugačiji način:

$$dW_t = pdV = dQ - dU = dH - Vdp \tag{2.2}$$

U slučaju izentropskih promena stanja, odnosno, tokom izentropskog sabijanja i izentropskog širenja kada sa okolinom nema razmene toplote ($dQ = 0$), priraštaj rada dW_t jednak je negativnom priraštaju unutrašnje energije dU. U slučaju sabijanja, radi lakšeg razumevanja, rad koji klip izvrši troši se na povećanje unutrašnje energije radne materije. U slučaju izentropskog sabijanja važe sledeće relacije:

$$\begin{matrix} dS = 0 \;\Rightarrow\; dQ = 0 \\ dV < 0 \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad \begin{matrix} dW_t = -dU \\ dT > 0, dp > 0, dW_t < 0 \end{matrix} \tag{2.3}$$

Tokom izohorskog dovođenja toplote, nema priraštaja zapremine ($dV = 0$), pa nema ni priraštaja rada ciklusa dW_t Tada se dovedena količina toplote koristi za promenu unutrašnje energije radne materije:

$$\begin{matrix} dV = 0 \\ dW_t = 0 \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad \begin{matrix} dQ = dU = m \cdot c_v \cdot dT \\ dQ, dU, dT > 0 \end{matrix} \tag{2.4}$$

Tokom izobarskog dovođenja toplote, nema priraštaja pritiska pa je priraštaj toplote jednak priraštaju entalpije (dH) radne materije, a rad proporcionalan pozitivnom priraštaju radne zapremine dV:

$$\begin{matrix} dp = 0 \\ dV > 0 \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad \begin{matrix} dQ = dH = m \cdot c_p \cdot dT \\ dQ, dH, dT > 0 \\ dW_t = p \cdot dV > 0 \end{matrix} \tag{2.5}$$

Tokom izentropskog širenja, priraštaj zapremine je pozitivan, takođe i priraštaj rada, tj., rad ciklusa se dobija na račun smanjenja unutrašnje energije radne materije.

$$\begin{matrix} dS = 0 \quad \Rightarrow \quad dQ = 0 \\ dV > 0 \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad \begin{matrix} dW_t = -dU \\ dT < 0, dp < 0, dW_t > 0 \end{matrix} \tag{2.6}$$

U završnom delu radnog procesa, tokom izohorskog odvođenja toplote, priraštaj zapremine ne postoji, pa se odvođenje toplote svodi na smanjenje unutrašnje energije radne materije:

$$\begin{matrix} dV = 0 \\ dW_t = 0 \end{matrix} \quad \Rightarrow \quad \begin{matrix} dQ = dU \\ dQ, dU, dT < 0 \end{matrix} \tag{2.7}$$

Konačno, za ciklus kao celinu, može se postaviti izraz za kružni integral proizvoda tekućih vrednosti pritiska i promene zapremine cilindra:

$$W_t = \oint p \cdot dV \tag{2.8}$$

Pošto su usvojene pretpostavke da toplotnih gubitaka nema, a da se toplota sa okolinom razmenjuje tokom dovođenja ekvivalentne količine toplote Q_1 koja zamenjuje sagorevanje i odvođenja ekvivalentne količine toplote Q_2 koja zamenjuje odvođenje produkata sagorevanja kod realnog ciklusa, rad kružnog idealnog termodinamičkog ciklusa W_t predstavlja razliku dovedene i odvedene količine toplote:

$$W_t = Q_1 - Q_2 \tag{2.9}$$

2.6 Kako se može grafički interpretirati rad ciklusa?

Rad ciklusa W_t može se jednostavno interpretirati u $p - V$ dijagramu koji se smatra osnovnim grafičkim prikazom idealnog termodinamičkog ciklusa motora SUS. Kružni integral:

$$W_t = \oint p \cdot dV \tag{2.10}$$

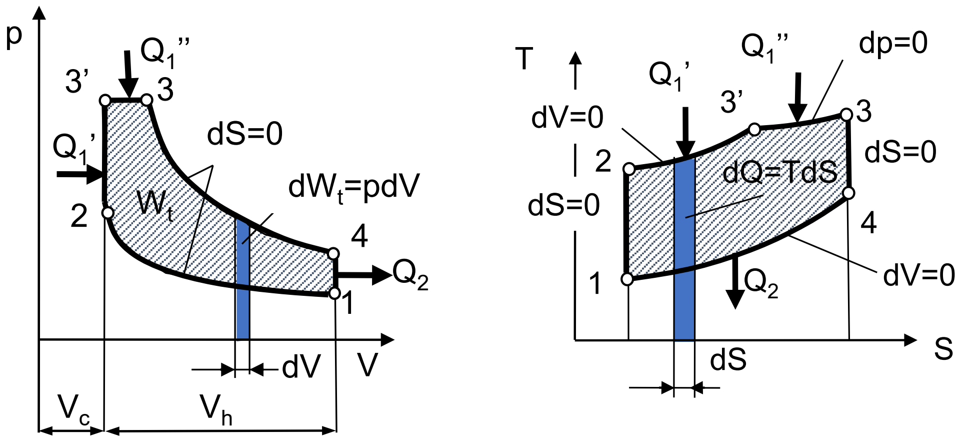
zapravo predstavlja vrednost površine koju definišu linije promena stanja u pojedinim fazama procesa. Pošto je ciklus desnokretni, ukupni rad ciklusa je pozitivan.

Ova interpretacija numeričkog postupka prikazana je na Sl. 2.3-a. Rad sabijanja odgovara površini ispod linije sabijanja 1-2, dok rad širenja odgovara površini ispod linije širenja koji u opštem slučaju ciklusa sa KDT odgovara liniji 3’-3-4.

Kružni ciklus može biti predstavljen grafički i u $T - S$ dijagramu (Sl. 2.3-b). Ovakav prikaz pruža donekle jasniju sliku o tome šta je rad ciklusa. Ukoliko se postavi izraz za kružni integral za količinu toplote Q:

$$Q = \oint T \cdot dS \tag{2.11}$$

postaje očigledno da rad ciklusa i u ovom slučaju, geometrijski, predstavlja površinu zatvorene konture ciklusa. Takođe, očigledno je da površina ispod linije dovođenja toplote (2-3’-3) predstavlja ukupnu dovedenu količinu toplote Q_1, a da površina ispod linije 4-1 predstavlja količinu odvedene toplote Q_2. Ovakav pristup pojednostavljuje razumevanje suštine termodinamičke analize ciklusa. Ukoliko je dovedena količina toplote Q_1 ista, ekonomičniji je onaj ciklus sa manjom količinom odvedene toplote Q_2, a to se u $T - S$ dijagramu eksplicitno može pokazati kroz razliku odgovarajućih površina.



a) *b)*

Sl. 2.3 – Dijagramski prikaz rada idealnog termodinamičkog ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote: a) p-V dijagram; b) T-S dijagram

2.7 Kako se definiše stepen korisnosti idealnog termodinamičkog ciklusa?

Stepen korisnosti ciklusa, prema osnovnim termodinamičkim principima, određuje se kao odnos korisnog rada W_t i dovedene količine toplote Q_1. Pošto se osnovnim pretpostavkama zanemaruju toplotni i svi drugi gubici, rad idealnog termodinamičkog ciklusa predstavlja razliku dovedene toplote Q_1 i odvedene toplote Q_2:

$$\eta_t = \frac{W_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \tag{2.12}$$

Zaključak koji sledi iz izraza jeste da pri istoj dovedenoj količini toplote Q_1, stepen korisnosti raste sa povećanjem korisnog rada ciklusa W_t, tj. sa smanjenjem odvedene količine toplote Q_2.

2.8 Kako se određuje stepen korisnosti idealnog termodinamičkog ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote?

Načelno, stepen korisnosti bilo kog od pomenutih, najčešće korišćenih idealnih termodinamičkih ciklusa, može se odrediti posebno za svaki slučaj. Međutim, između pojedinih ciklusa postoje izvesne sličnosti, a pojedini procesi su definisani na istovetan način (npr. sabijanje, širenje i odvođenje toplote), pa je racionalno odrediti izraz za stepen korisnosti ciklusa koji po svojoj strukturi predstavlja najopštiji slučaj.

S obzirom na to da ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote obuhvata faze izohorskog i izobarskog dovođenja toplote, stepen korisnosti će biti određen upravo za taj slučaj, a izrazi za Otov i Dizelov ciklus, koji predstavljaju granične slučajeve kombinovanog ciklusa, biće izvedeni iz njega naknadno, uvođenjem diskretnih vrednosti za određene parametre ciklusa koji ih u potpunosti određuju.

Postavimo najpre osnovni izraz za određivanje stepena korisnosti ciklusa uopšte:

$$\eta_t = \frac{W_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \tag{2.13}$$

Osnovni postupak bi podrazumevao da se količine toplote Q_1 i Q_2 izraze na odgovarajući način preko temperatura u karakterističnim tačkama ciklusa, a da se nakon toga, odgovarajućim transformacijama, dođe do izraza čijom se analizom može izvesti zaključak o činiocima koji utiču na stepen korisnosti ciklusa.

Racionalan pristup nalaže da se na početku uvedu bezdimenzioni parametri koji karakterišu pojedine faze ciklusa ili geometrijske karakteristike samog klipno-cilindarskog sklopa:

$\varepsilon = \dfrac{V_1}{V_2} = \dfrac{V_{h1} + V_C}{V_C}$ stepen sabijanja

$\alpha = \dfrac{p_3}{p_2}$ stepen porasta pritiska tokom izohorskog dovođenja toplote

$\rho = \dfrac{V_3}{V_2}$ stepen porasta zapremine tokom izobarskog dovođenja toplote

$\delta = \dfrac{V_4}{V_3} = \dfrac{\varepsilon}{\rho}$ stepen širenja (nakon završetka dovođenja toplote, čisto širenje)

$\pi = \dfrac{p_{max}}{p_1}$ odnos maksimalnog i početnog pritiska

Stanje na kraju sabijanja (SMT, tačka 2) određuje se primenom osnovnog izraza za izentropsku promenu stanja idealnog gasa:

$$p \cdot V^{\kappa} = idem. \;\Rightarrow\; p_1 \cdot {V_1}^{\kappa} = p_2 \cdot {V_2}^{\kappa} \tag{2.14}$$

Uvođenjem izraza za jednačinu stanja idealnog gasa, dobija se izraz za promenu temperature kod izentropske promene stanja:

$$T_1 \cdot {V_1}^{\kappa-1} = T_2 \cdot {V_2}^{\kappa-1} \;\Rightarrow\; T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \tag{2.15}$$

Stanje na kraju izohorskog dovođenja toplote za kombinovani ciklus, dobija se kombinacijom jednačina stanja idealnog gasa za početnu (tačka 2) i krajnju tačku (tačka 3') procesa izohorskog dovođenja toplote. Korišćenjem pretpostavke da se sastav, karakteristike i masa gasa ne menjaju ($dm = 0, dR = 0$), može se doći do temperature na kraju izohorskog dovođenja toplote. Odnos pritisaka tokom izohorskog dovođenja toplote biće zamenjen parametrom α:

$$\begin{aligned} p_2 \cdot V_2 &= m_2 \cdot R \cdot T_2 \\ p_{3'} \cdot V_{3'} &= m_{3'} \cdot R \cdot T_{3'} \end{aligned} \quad\Rightarrow\quad T_{3'} = T_2 \cdot \frac{p_{3'}}{p_2} = T_2 \cdot \alpha = T_1 \cdot \alpha \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \tag{2.16}$$

Stanje na kraju izobarskog dovođenja toplote određuje se na sličan način primenom jednačina stanja idealnog gasa za početnu i krajnju tačku faze. Odnos zapremina pri širenju tokom dovođenja toplote može se uvesti kao karakterističan parametar ρ:

$$\begin{aligned} p_{3'} \cdot V_{3'} &= m_{3'} \cdot R \cdot T_{3'} \\ p_3 \cdot V_3 &= m_3 \cdot R \cdot T_3 \end{aligned} \quad\Rightarrow\quad T_3 = T_{3'} \cdot \frac{V_3}{V_{3'}} = T_{3'} \cdot \rho = T_1 \cdot \alpha \cdot \rho \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \tag{2.17}$$

Stanje na kraju širenja u tački 4, određuje se primenom izraza za izentropsku promenu stanja:

$$T_3 \cdot {V_3}^{\kappa-1} = T_4 \cdot {V_4}^{\kappa-1} \implies T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa-1} = T_3 \cdot \frac{1}{\delta^{\kappa-1}} \tag{2.18}$$

Uvodeći ranije izveden izraz za temperaturu T_3 i smenu za stepen širenja δ, dobija se sledeći izraz:

$$T_4 = T_1 \cdot \alpha \cdot \rho \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \frac{1}{\delta^{\kappa-1}} \qquad \delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \qquad \implies T_4 = T_1 \cdot \alpha \cdot \rho^{\kappa} \tag{2.19}$$

Pošto su temperature u svim karakterističnim tačkama ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote izražene kao funkcije temperature u početnoj tački ciklusa T_1, moguće je izvršiti zamene u izrazima za dovedenu i odvedenu količine toplote:

$$Q_{1'} = Q_{1@V=idem.} = m_2 \cdot c_V \cdot (T_{3'} - T_2) \tag{2.20}$$

$$Q_{1''} = Q_{1@p=idem.} = m_{3'} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{3'}) \tag{2.21}$$

$$Q_2 = Q_{2@V=const.} = m_4 \cdot c_V \cdot (T_4 - T_1) \tag{2.22}$$

$$\eta_{t,K} = 1 - \frac{Q_2}{Q_{1'} + Q_{1''}} = \tag{2.23}$$

$$= 1 - \frac{m_4 \cdot c_V \cdot (T_1 \cdot \alpha \cdot \rho^{\kappa} - T_1)}{m_2 \cdot c_V \cdot (T_1 \cdot \alpha \cdot \varepsilon^{\kappa-1} - T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}) + m_{3'} \cdot c_p \cdot (T_1 \cdot \alpha \cdot \rho \cdot \varepsilon^{\kappa-1} - T_1 \cdot \alpha \cdot \varepsilon^{\kappa-1})}$$

Nakon racionalizacije izraza, pretpostavljajući da nema gubitka mase i uvođenjem veze između specifičnih toplota c_p i c_V, dobija se i konačni izraz za stepen korisnosti ciklusa:

$$\eta_{t,K} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \rho^{\kappa} - 1}{\alpha - 1 + \kappa \cdot \alpha \cdot (\rho - 1)} \tag{2.24}$$

Da bi se od opšteg slučaja kombinovanog dovođenja toplote došlo do izraza za Otov i Dizelov ciklus kao dva granična slučaja, karakteristični parametri će biti zamenjeni diskretnim vrednostima za pojedinačne slučajeve.

2.9 Kako se određuje stepen korisnosti Otovog idealnog termodinamičkog ciklusa?

Poređenje idealnog termodinamičkog ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote i idealnog Otovog termodinamičkog ciklusa prikazano je na Sl. 2.4 i Sl. 2.5.

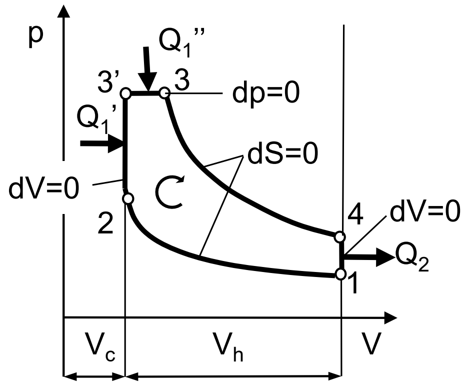
U slučaju Otovog ciklusa, dovođenje toplote je pri izohorskoj promeni stanja. Pošto je dovođenje toplote ograničeno na spoljnu mrtvu tačku na kraju sabijanja (SMT, tačka 2 – tačka 3), promene zapremine tokom dovođenja toplote nema, pa se tačke 3' i 3 poklapaju.

Iz osnovnog izraza za stepen korisnosti ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote:

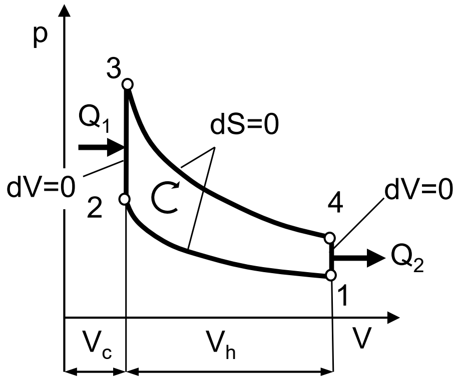
$$\eta_{t,K} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \rho^{\kappa} - 1}{\alpha - 1 + \kappa \cdot \alpha \cdot (\rho - 1)} \tag{2.25}$$

nakon zamene uslova za tačke 3' i 3, dobija se izraz za stepen korisnosti Otovog ciklusa:

$$V_3 = V_{3'} \implies \rho_{Otto} = 1 \qquad \eta_{t,Otto} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \tag{2.26}$$

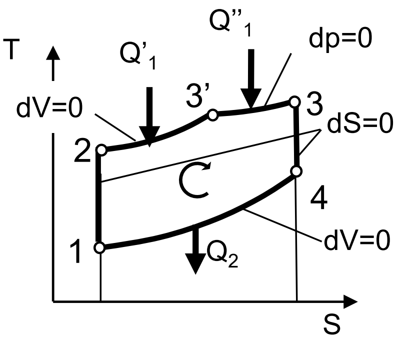


a)

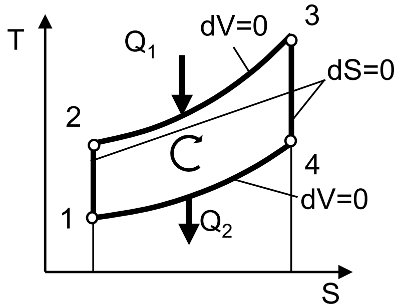


b)

Sl. 2.4 – Poređenje p-V dijagrama kombinovanog (a) i Otovog idealnog termodinamičkog ciklusa (b)



a)



b)

Sl. 2.5 – Poređenje T-S dijagrama kombinovanog (a) i Otovog idealnog termodinamičkog ciklusa (b)

2.10 Koji činioci utiču na stepen korisnosti Otovog ciklusa?

Najpre, neophodno je istaći značaj odgovora na ovo pitanje. Iako se na osnovu izraza za stepen korisnosti Otovog ciklusa do zaključka može doći vrlo lako, bitno je naglasiti da odgovor na ovo pitanje ujedno daje i odgovor na pitanje koji je ciklus termodinamički najpovoljniji.

Iz izraza za stepen korisnosti:

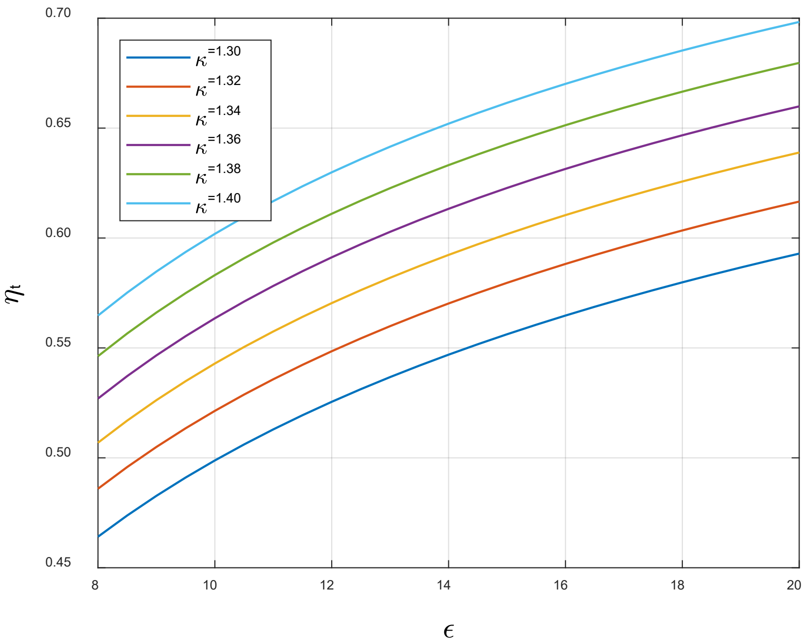
$$\eta_{t,Otto} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \tag{2.27}$$

jasno se vidi da stepen korisnosti zavisi isključivo od dva parametra: jednog geometrijskog – stepena sabijanja ε, i jednog termodinamičkog – eksponenta izentrope κ koji predstavlja karakteristiku gasa, tj. radne materije.

Odavde se može izvući izuzetno važan zaključak da, ukoliko bi motor bio realizovan tako da radi prema idealnom Otovom ciklusu, stepen korisnosti bi za datu radnu materiju, bio uvek isti i zavisio bi isključivo od stepena sabijanja. Njegov stepen korisnosti, prema tome, ne bi zavisio od dovedene količine toplote.

S obzirom na to da stepen korisnosti Otovog ciklusa zavisi samo od dva parametra, njihov uticaj na stepen korisnosti se lako može predstaviti jednim dijagramom. Ova zavisnost prikazana je na Sl. 2.6. Ukoliko se posmatra izolovano zavisnost stepena korisnosti od stepena sabijanja za samo jednu vrednost eksponenta izentrope, npr. za idealni dvoatomni gas – $1{,}4$, jasno se zaključuje da sa povećanjem stepena sabijanja kao geometrijske karakteristike motora, raste i stepen korisnosti Otovog ciklusa.

Sličnu analizu možemo sprovesti i za drugi parametar – eksponent izentrope κ. Ukoliko se zavisnost posmatra za jednu diskretnu vrednost stepena sabijanja, npr. 10, uočava se da stepen korisnosti Otovog ciklusa raste sa porastom eksponenta izentrope od $0{,}5$ za eksponent izentrope $1{,}30$ do $0{,}6$ za eksponent izentrope $1{,}40$. Zavisnost stepena korisnosti Otovog ciklusa od stepena sabijanja ε i eksponenta izentrope idealnog gasa κ, prikazana je na Sl. 2.6.



Sl. 2.6 – Dijagram zavisnosti stepena korisnosti idealnog Otovog ciklusa od stepena sabijanja i eksponenta izentrope gasa (radne materije)

2.11 Da li stepen korisnosti termodinamičkog Otovog ciklusa zavisi od dovedene količine toplote, odnosno opterećenja?

Pitanje je izuzetno važno i interesantno, a odgovor je na njega već delimično dat u prethodnim analizama, jednostavan je i kratak – ne. Na ovom mestu, to će biti eksplicitno pokazano.

Stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α raste sa povećanjem dovedene količine toplote Q_1 i zato se on smatra parametrom opterećenja ciklusa. Kod Otovog ciklusa, s obzirom na to da se toplota dovodi samo izohorski u samoj SMT, stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote predstavlja jedini parametar opterećenja ciklusa. Ukoliko se analizira izraz za stepen korisnosti Otovog ciklusa:

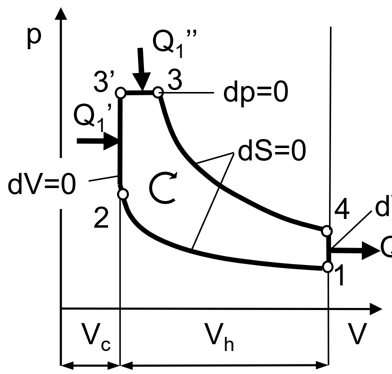
$$\eta_{t,Otto} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \tag{2.28}$$

jasno se zaključuje da u njemu ne figuriše stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α.

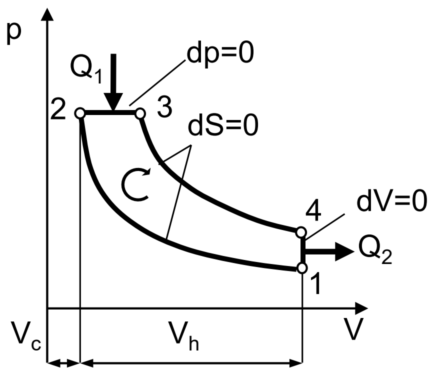
Iz ove analize, izvodi se izuzetno važan zaključak da stepen korisnosti hipotetičkog motora koji bi radio po Otovom ciklusu ne zavisi od opterećenja motora, tj. od dovedene količine toplote. Ukoliko bi ovo bilo moguće realizovati u praksi, došlo bi se do toplotnog motora čiji bi stepen korisnosti bio konstantan za izabrani stepen sabijanja i karakteristike radne materije. Nažalost, ovakav zaključak i ovakvu karakteristiku idealnog Otovog ciklusa u praksi nije moguće realizovati.

2.12 Kako se određuje stepen korisnosti Dizelovog idealnog termodinamičkog ciklusa?

Poređenje idealnog termodinamičkog ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote i idealnog Dizelovog termodinamičkog ciklusa prikazano je na Sl. 2.7 i Sl. 2.8.



a)

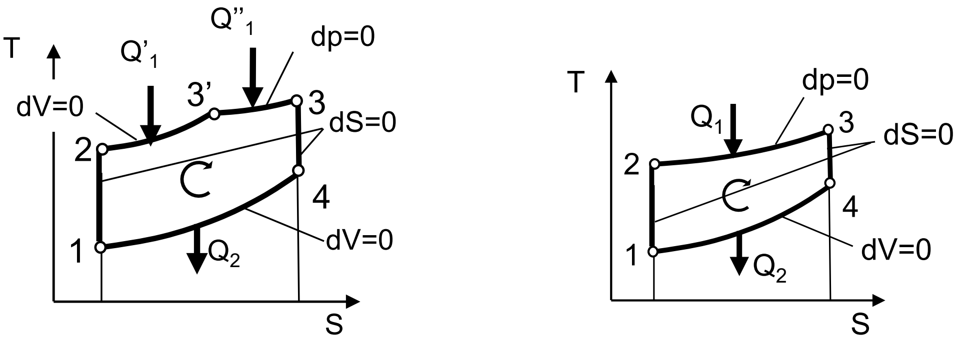


b)

Sl. 2.7 – Poređenje p-V dijagrama kombinovanog (a) i Dizelovog idealnog termodinamičkog ciklusa (b)

Dizelov ciklus kao drugi granični slučaj, karakteriše dovođenje toplote samo pri konstantnom pritisku. Porasta pritiska pri dovođenju toplote nema, tačke 2 i 3' se poklapaju, pa stepen porasta pritiska α uzima diskretnu jediničnu vrednost. Proces dovođenja toplote se odvija u taktu širenja, pa stepen korisnosti Dizelovog ciklusa, osim od stepena sabijanja ε i eksponenta izentrope κ kao odlike radne materije, zavisi i od stepena širenja pri dovođenju toplote ρ.

$$V_2 = V_{3'} \implies \alpha_{Diesel} = 1 \qquad \eta_{t,Diesel} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\kappa \cdot (\rho - 1)} \tag{2.29}$$



a) *b)*

Sl. 2.8 – Poređenje T-S dijagrama kombinovanog (a) i Dizelovog idealnog termodinamičkog ciklusa (b)

2.13 Koji činioci i na koji način utiču na stepen korisnosti Dizelovog ciklusa?

Iz izraza za stepen korisnosti Dizelovog ciklusa, jasno se vidi da osim od stepena sabijanja i eksponenta izentrope, koji utiču i na stepen korisnosti Otovog ciklusa, stepen korisnosti ciklusa zavisi i od parametra ρ koji definiše stepen porasta zapremine pri izobarskom dovođenju toplote.

Međutim, stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ pojavljuje se u dva člana i uticaj se mora pažljivije analizirati. Pojedinim članovima u izrazu za stepen korisnosti dodelićemo sledeće oznake:

$$\eta_{t,Diesel} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\kappa \cdot (\rho - 1)} \tag{2.30}$$

$$A_\rho = \rho^{\kappa} - 1 \tag{2.31}$$

$$B_\rho = \rho - 1 \tag{2.32}$$

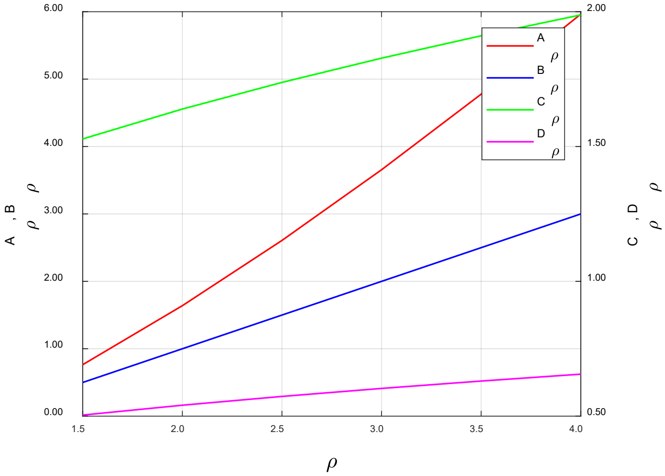
$$C_\rho = \frac{\rho^{\kappa-1}}{\rho - 1} = \frac{A_\rho}{B_\rho} \tag{2.33}$$

$$D_\rho = \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\rho^{\kappa-1}}{\rho - 1} = \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot C_\rho \tag{2.34}$$

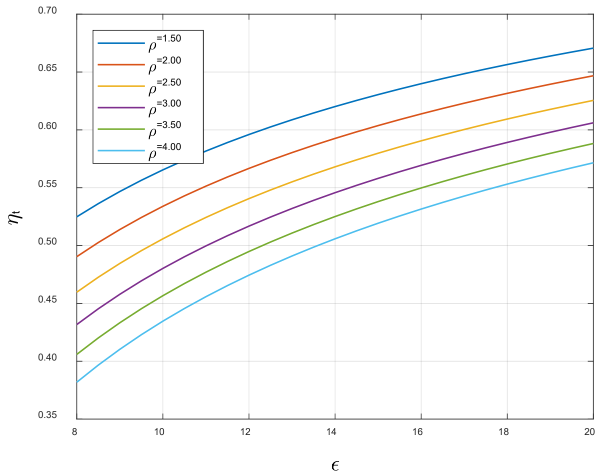
Pretpostavljajući povećanje parametra ρ, promene pojedinih članova možemo pratiti odvojeno i prikazati ih na sledeći način:

$$\rho \nearrow \quad \Rightarrow \qquad A_\rho \quad \nearrow\nearrow \qquad B_\rho \quad \nearrow \qquad C_\rho \quad \nearrow \qquad D_\rho \quad \nearrow \tag{2.35}$$

$$\Rightarrow \qquad \eta_{t,Diesel} \quad \searrow \tag{2.36}$$



Sl. 2.9 – Analiza toka pojedinih članova u izrazu za izračunavanje stepena korisnosti Dizelovog ciklusa u zavisnosti od stepena širenja tokom izobarskog dovođenja toplote (ε=16, κ=1,4)



Sl. 2.10 – Zavisnost stepena korisnosti Dizelovog ciklusa od stepena sabijanja i stepena širenja pri izobarskom dovođenju toplote za jednu diskretnu vrednost eksponenta izentrope (κ=1,4)

Promena članova A_ρ, B_ρ, C_ρ i D_ρ u zavisnosti od stepena širenja tokom izobarskog dovođenja toplote ρ za diskretnu vrednost stepena sabijanja 16 i eksponent izentrope 1,4 prikazana je na Sl. 2.9. Zaključuje se da povećanje stepena širenja ρ presudno utiče preko člana A_ρ. Povećanje opterećenja iskazano kroz povećanje stepena širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ dovodi do smanjenja stepena korisnosti Dizelovog ciklusa. Kao potvrdu ovog zaključka, iskoristićemo grafički prikaz promene stepena korisnosti u zavisnosti od stepena sabijanja i stepena širenja pri izobarskom dovođenju toplote. Ta zavisnost prikazana je na Sl. 2.10.

2.14 Kakav je fizički smisao uticaja eksponenta izentrope na stepen korisnosti ciklusa?

Dok se stepen sabijanja posmatra kao konstruktivna karakteristika motora na koju se direktno može uticati izborom osnovnih geometrijskih parametara motora, eksponent izentrope ima drugačiji karakter, a fizički smisao je nešto složeniji. Odgovor na postavljeno pitanje, međutim, vrlo je jednostavan i daje jedan veoma važan zaključak i smernicu za razvoj i primenu realnih motora.

U konkretnim računskim primerima, kao radna materija, obično se uzima čist vazduh i u skladu sa usvojenim pretpostavkama, posmatra se kao idealni gas. Za takav slučaj, eksponent izentrope ima vrednost $1{,}4$, jer u sastavu vazduha dominiraju dva dvoatomna gasa – kiseonik (O_2) i azot (N_2). Uticaj ostalih elemenata – argona (Ar), helijuma (He), ugljen-dioksida (CO_2) se, u ovakvoj kvalitativnoj analizi, može u potpunosti zanemariti.

Prvo se može postaviti dopunsko pitanje – zašto analizom nisu obuhvaćene vrednosti eksponenta izentrope veće od $1{,}4$? Odgovor je jednostavan, jer više vrednosti odgovaraju jednoatomnim gasovima. Kiseonik, kao ključni element u svakom procesu oksidacije, a ni azot, ne pojavljuju se u jednoatomnom obliku. Zato vrednost $1{,}6$ koja odgovara jednoatomnom gasu, nije ni uzeta u razmatranje.

Sa druge strane, niže vrednosti eksponenta izentrope imaju svoj jasan fizički smisao kada je u pitanju sastav radne materije. U slučaju realnih motora, radna materija tokom sabijanja nije čist vazduh, već predstavlja, zavisno od vrste goriva, načina obrazovanja smeše i regulacije, mešavinu vazduha, goriva u parnom stanju i zaostalih produkata sagorevanja. Samo prisustvo produkata sagorevanja u čijem sastavu su dva troatomna gasa – ugljen-dioksid (CO_2) i vodena para (H_2O), utiče na smanjenje eksponenta izentrope. Takođe, sva ugljovodonična goriva koja se u parnom stanju mešaju sa vazduhom, imaju više atoma (npr. metan CH_4 ima 5, a oktan C_8H_{18} ukupno 26 atoma), što za posledicu daje dalje smanjenje eksponenta izentrope. Razlog da se proveri uticaj nižih vrednosti eksponenta izentrope u analizi stepena korisnosti idealnog termodinamičkog ciklusa, prema tome, ima smisla i ima suštinsku vezu sa sastavom radne materije kod realnih motora.

2.15 Kakva je fizička suština uticaja parametara opterećenja na stepen korisnosti ciklusa?

Odgovor na ovo pitanje treba da sublimira zaključke koji su već dati za Otov i Dizelov ciklus i ukaže na to koji je vid dovođenja toplote ekonomičniji.

Parametar α – stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote ima isti smisao kod Otovog ciklusa, ali i kod kombinovanog ciklusa. Parametar ρ – stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote, kako je to već pokazano, nedvosmisleno predstavlja parametar opterećenja hipotetičkog motora u kome se odvija Diezelov, ali i kombinovani ciklus.

Analiza za Otov ciklus je pokazala da je stepen korisnosti idealnog Otovog ciklusa invarijantan na parametar opterećenja ciklusa – drugim rečima, stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α ne utiče na stepen korisnosti ciklusa.

Sa druge strane za Dizelov ciklus, analiza je pokazala upravo suprotno, odnosno, da sa povećanjem dovedene količine toplote, i srazmerno tome, povećanjem stepena širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ, stepen korisnosti ciklusa opada.

Prvi zaključak koji se nameće, jeste da Otov ciklus, zahvaljujući načinu na koji se toplota dovodi ciklusu, predstavlja povoljniji termodinamički slučaj.

Postavlja se pitanje kako se ovakvi zaključci odnose na ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote (Sabateov, Zajligerov, Trinklerov ciklus)? S obzirom na to da se kod ovakvog ciklusa toplota dovodi na oba načina, efekat će biti srazmeran odnosu u kome stoje količine toplote dovedene izohorski ${Q_1}'$ (karakteriše ih parametar α) i izobarski ${Q_1}''$ (karakteriše je parametar ρ). Što je udeo toplote dovedene pri konstantnoj zapremini ${Q_1}'$ veći, stepen korisnosti će, takođe, biti veći. Indirektan zaključak bi bio da dovođenje toplote u taktu širenja ima nepovoljan uticaj na stepen korisnosti idealnog termodinamičkog ciklusa motora.

2.16 Da li su parametari α i ρ međusobno zavisni?

Pitanje je izuzetno interesantno, a odgovor je vrlo važan za izvođenje osnovnih zaključaka vezanih za stepen korisnosti idealnih termodinamičkih ciklusa.

Odgovor je, kako se može pretpostaviti, za dati hipotetički motor u kome se odvija ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote i unapred određenu količinu dovedene toplote Q_1, potvrdan.

Stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α i stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ međusobno su zavisne veličine. Pokažimo to na konkretnom primeru, kroz izraz za dovedenu količinu toplote Q_1 za ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote.

Postavimo najpre izraze za određivanje količine dovedene toplote za faze izohorskog ${Q_1}'$ i izobarskog dovođenja toplote ${Q_1}''$:

$${Q_1}' = Q_{1@V=idem.} = m_2 \cdot c_V \cdot (T_{3'} - T_2) \tag{2.37}$$

$${Q_1}'' = Q_{1@p=idem.} = m_{3'} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{3'}) \tag{2.38}$$

Koristeći prethodno uvedenu pretpostavku da se masa radne materije ne menja tokom odvijanja ciklusa:

$$m_1 = m_2 = m_{3'} = m_3 = m_4 \tag{2.39}$$

ukupna količina toplote se može izraziti na sledeći način:

$$Q_1 = {Q_1}' + {Q_1}'' = m_1 \cdot c_V \cdot (T_{3'} - T_2) + m_1 \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{3'}) \tag{2.40}$$

U sledećem koraku, uvešćemo izraze za temperature u karakterističnim tačkama ciklusa, izražene preko početne temperature T_1:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \tag{2.41}$$

$$T_{3'} = T_1 \cdot \alpha \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \tag{2.42}$$

$$T_3 = T_1 \cdot \alpha \cdot \rho \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \tag{2.43}$$

Uvođenjem poznatih izraza kojima se uspostavlja zavisnost između specifičnih toplota c_p i c_V:

$$c_p - c_v = R \qquad \text{i} \qquad \frac{c_p}{c_v} = \kappa \tag{2.44}$$

dobija se sledeći izraz za ukupnu dovedenu količinu toplote:

$$Q_1 = m_1 \cdot \frac{R}{\kappa - 1} \cdot (T_1 \cdot \alpha \cdot \varepsilon^{\kappa-1} - T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}) + \tag{2.45}$$

$$+m_1 \cdot \frac{\kappa \cdot R}{\kappa - 1} \cdot (T_1 \cdot \alpha \cdot \rho \cdot \varepsilon^{\kappa-1} - T_1 \cdot \alpha \cdot \varepsilon^{\kappa-1})$$

Nakon sređivanja, dobija se sledeći oblik izraza za ukupnu dovedenu količinu toplote:

$$Q_1 = m_1 \cdot T_1 \cdot \frac{R}{\kappa - 1} \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot [(\alpha - 1) + \kappa \cdot \alpha \cdot (\rho - 1)] \tag{2.46}$$

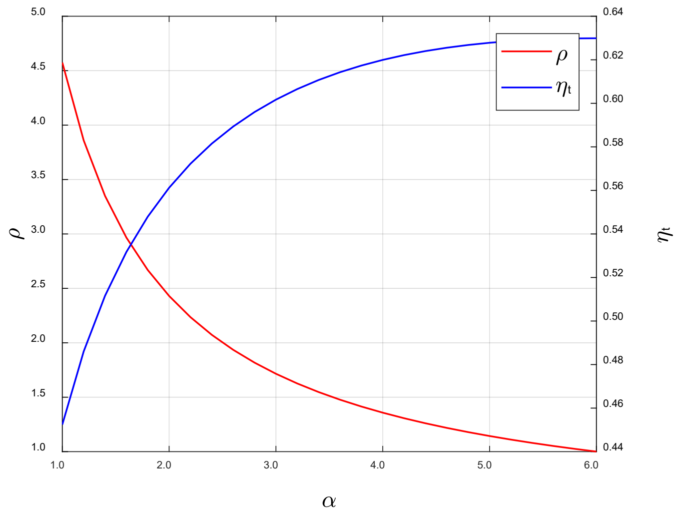
Iz prethodnog izraza, jasno se zaključuje da za unapred zadate vrednosti dovedene količine toplote Q_1, stepena sabijanja ε i eksponenta izentrope κ, postoji uzajamna zavisnost parametara α i ρ. Pošto se porast pritiska pri izohorskom dovođenju toplote lako može povezati sa vrednošću maksimalnog pritiska u ciklusu, stepen širenja ρ će biti posmatran kao zavisna promenljiva. Najpre će biti uvedena transformacija kojom će se dobiti bezdimenziona veličina – redukovana količina dovedene toplote q_1 kao funkcija parametara Q_1, ε i κ količine gasa m_1 i početne temperature T_1:

$$q_1 = \frac{Q_1}{m_1 \cdot T_1 \cdot \frac{R}{\kappa - 1} \cdot \varepsilon^{\kappa-1}} = (\alpha - 1) + \kappa \cdot \alpha \cdot (\rho - 1) \tag{2.47}$$

Odavde se dobija jednostavna veza između parametara α i ρ:

$$\rho = \frac{q_1 - (\alpha - 1)}{\kappa \cdot \alpha} + 1 \tag{2.48}$$

Iz analize prethodnog izraza zaključuje se da sa povećanjem dovedene količine toplote pri izohorskoj promeni stanja koja se karakteriše stepenom porasta pritiska α, stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ opada.



Sl. 2.11 – Zavisnost stepena širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ i stepena korisnosti kombinovanog ciklusa η_t od stepena porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α (ε=12, κ=1,4)

Na Sl. 2.11 prikazana je zavisnost stepena širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ od stepena porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α za ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote. Analiza je sprovedena za hipotetički motor sa stepenom sabijanja ε =12 i eksponent izentrope κ =1,4. Uočava se da su dva parametra koji definišu raspodelu toplota dovedenih pri izohorskoj i izobarskoj promeni stanja obrnuto zavisni, tj. za istu unapred definisanu količinu dovedene toplote Q_1, povećanje dovedene količine toplote pri izohorskoj promeni stanja $Q_1{}'$ (povećanje α) dovodi do smanjenja količine toplote pri izohorskoj promeni stanja $Q_1{}''$ (smanjenje ρ), i obrnuto. Na istom dijagramu je prikazana i promena stepena korisnosti koja raste sa povećanjem udela toplote dovedene pri izohorskoj promeni stanja (povećanje α).

2.17 Da li se stepen korisnosti idealnog termodinamičkog ciklusa može izraziti kao funkcija maksimalnog pritiska u ciklusu?

Odgovor je potvrdan, i osim u funkciji maksimalnog pritiska, stepen korisnosti ciklusa može biti definisan i u odnosu na druge karakteristične parametre ciklusa, a izbor termodinamičkih parametara u odnosu na koje će biti definisana zavisnost, biće određen time šta treba da predstavlja cilj analize stepena korisnosti ciklusa.

Na ovom mestu biće prikazan oblik izraza u kome figuriše maksimalni pritisak, zapravo, odnos maksimalnog i početnog pritiska ciklusa π. Postupak izvođenja je sličan osnovnom, jer će sve karakteristične temperature biti izražene preko početne temperature ciklusa T_1. Stanje u tački 2 određuje se na isti način, a ostale karakteristične temperature u tačkama 3', 3 i 4 biće izražene kao funkcija početne temperature i odnosa maksimalnog i početnog pritiska π.

Za stanje u tački 3' važi sledeća zavisnost:

$$\begin{aligned} p_1 \cdot V_1 &= m_1 \cdot R \cdot T_1 \\ p_{3'} \cdot V_{3'} &= m_{3'} \cdot R \cdot T_{3'} \end{aligned} \quad \Rightarrow \quad T_{3'} = T_1 \cdot \frac{p_{3'}}{p_1} \cdot \frac{V_{3'}}{V_1} = T_1 \cdot \frac{\pi}{\varepsilon} \tag{2.49}$$

Na sličan način definiše se i stanje na kraju izobarskog dovođenja toplote u tački 3. Pogodnom transformacijom, u proračun se može uvesti i stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ:

$$\begin{aligned} p_1 \cdot V_1 &= m_1 \cdot R \cdot T_1 \\ p_3 \cdot V_3 &= m_3 \cdot R \cdot T_3 \end{aligned} \quad \Rightarrow \quad T_3 = T_1 \cdot \frac{p_3}{p_1} \cdot \frac{V_3}{V_1} = T_1 \cdot \frac{p_3}{p_1} \cdot \frac{V_C}{V_1} \cdot \frac{V_3}{V_C} = T_1 \cdot \pi \cdot \frac{\rho}{\varepsilon} \tag{2.50}$$

Na kraju i temperatura T_4 se može izraziti preko odnosa π i δ:

$$\begin{aligned} T_4 &= T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa-1} = T_3 \cdot \frac{1}{\delta^{\kappa-1}} \\ T_3 &= T_1 \cdot \pi \cdot \frac{\rho}{\varepsilon} = T_1 \cdot \frac{\pi}{\delta} \end{aligned} \quad \Rightarrow \quad T_4 = T_1 \cdot \frac{\pi}{\delta^{\kappa}} \tag{2.51}$$

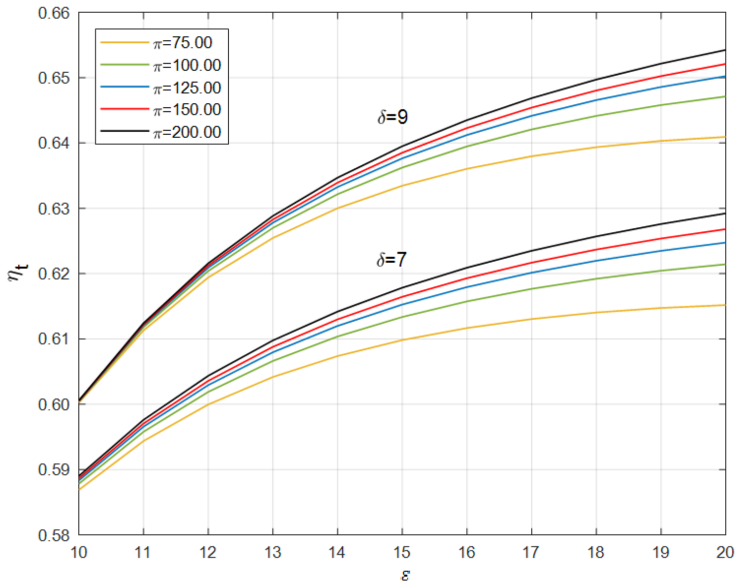
Zamenom u izraze za određivanje dovedene toplote pri izohorskom i izobarskom dovođenju toplote i u izrazu za količinu odvedene toplote, izraz za stepen korisnosti kombinovanog ciklusa dobija sledeći oblik:

$$\begin{aligned} \eta_{t,K} &= 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_{1'} + Q_{1''}} = 1 - \frac{m_4 \cdot c_V \cdot (T_4 - T_1)}{m_2 \cdot c_V \cdot (T_{3'} - T_2) + Q_{1''}} \\ &= 1 - \frac{m_4 \cdot c_V \cdot \left(T_1 \cdot \frac{\pi}{\delta^{\kappa}} - T_1\right)}{m_2 \cdot c_V \cdot \left(T_1 \cdot \frac{\pi}{\varepsilon} - T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}\right) + m_{3'} \cdot c_p \cdot \left(T_1 \cdot \frac{\pi}{\delta} - T_1 \cdot \frac{\pi}{\varepsilon}\right)} \end{aligned} \tag{2.52}$$

Masa radne materije je, prema usvojenoj početnoj pretpostavci nepromenjena tokom ciklusa, a temperatura na početku ciklusa T_1 se, očigledno, u brojiocu i imeniocu može skratiti. Specifične toplote pri konstantnoj zapremini i pritisku se mogu takođe skratiti pošto su međusobno zavisne, pa izraz dobija konačni oblik:

$$\eta_{t,K} = 1 - \frac{\frac{\pi}{\delta^\kappa} - 1}{\frac{\pi}{\varepsilon} - \varepsilon^{\kappa-1} + \kappa \cdot \left(\frac{\pi}{\delta} - \frac{\pi}{\varepsilon}\right)} \tag{2.53}$$

Iz analize ovog izraza, zaključuje se da stepen korisnosti zavisi od stepena sabijanja, odnosa maksimalnog i početnog pritiska u ciklusu i stepena širenja. Matematička analiza pojedinih članova pokazuje da povećanje odnosa pritisaka π utiče na povećanje stepena korisnosti ciklusa. Međutim, još je važniji zaključak, da povećanje i drugog ključnog parametra – stepena širenja δ, takođe pozitivno utiče na stepen korisnosti ciklusa. Pošto povećanje količine dovedene toplote pri izohorskoj promeni stanja ($Q_1{}'$) direktno utiče na povećanje odnosa pritisaka π i stepena širenja δ, zaključuje se još jednom i na ovaj način da to pozitivno utiče i na stepen korisnosti ciklusa.



Sl. 2.12 – Zavisnost stepena korisnosti kombinovanog ciklusa od stepena sabijanja i odnosa $\pi = p_{max}/p_1$ za diskretnu vrednost stepena širenja δ =9 i δ =7

Na Sl. 2.12 prikazana je promena stepena korisnosti η_t u zavisnosti od odnosa pritisaka π za diskretne vrednosti stepena širenja ($\delta = 9$ i $\delta = 7$) i eksponenta izentrope ($\kappa = 1{,}4$).

Na kraju, postavlja se pitanje, da li je iz ovakvog oblika moguće izvesti i izraze za Otov i Dizelov ciklus i da li će oni biti ekvivalentni prethodno izvedenim izrazima. Odgovor je i u ovom slučaju potvrdan, a postupak transformacije biće prikazan za oba slučaja.

Otov ciklus

U slučaju Otovog ciklusa, dovođenje toplote je pri izohorskoj promeni stanja, što znači da su stepen sabijanja ε i stepen širenja δ međusobno jednaki. Zamenom ovog uslova, nakon jednostavnih transformacija, dobija se poznati oblik izraza za stepen korisnosti Otovog ciklusa:

$$\delta_{Otto} = \varepsilon_{Otto} \quad \Longrightarrow \quad \eta_{tK} = 1 - \frac{\frac{\pi}{\delta^\kappa} - 1}{\frac{\pi}{\varepsilon} - \varepsilon^{\kappa-1} + \kappa \cdot \left(\frac{\pi}{\delta} - \frac{\pi}{\varepsilon}\right)} \tag{2.54}$$

$$\Downarrow$$

$$\eta_{t,Otto} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \tag{2.55}$$

Dizelov ciklus

U slučaju Dizelovog ciklusa, biće primenjena jednostavna transformacija – stepen širenja jednak je odnosu stepena sabijanja i stepena širenja pri izobarskom dovođenju toplote. Ako se uvede ovakva veza, dobija se istovetan oblik izraza za stepen korisnosti Dizelovog ciklusa:

$$\delta = \frac{V_4}{V_3} = \frac{\varepsilon}{\rho} \qquad \Longrightarrow \qquad \eta_{tK} = 1 - \frac{\frac{\pi}{\delta^{\kappa}} - 1}{\frac{\pi}{\varepsilon} - \varepsilon^{\kappa-1} + \kappa \cdot \left(\frac{\pi}{\delta} - \frac{\pi}{\varepsilon}\right)} \tag{2.56}$$

$$\Downarrow$$

$$\eta_{t,Diesel} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\kappa \cdot (\rho - 1)} \tag{2.57}$$

2.18 Može li se stepen korisnosti ciklusa analizirati pomoću odnosa stepena sabijanja i širenja?

Pre nego što se odgovori na ovo pitanje, neophodno je precizirati da se u postavci pitanja razmatra uticaj stepena širenja nakon završetka faze dovođenja toplote ρ. U izvođenju izraza za ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote, a i u analizi Dizelovog ciklusa, ovaj parametar je korišćenjem jednostavnih transformacija, izražen kao odnos zapremine na kraju širenja (tačka 4) i na početku širenja (tačka 3), :

$$\delta = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_{3'}} \cdot \frac{V_{3'}}{V_3} = \frac{V_1}{V_C} \cdot \frac{V_C}{V_3} = \frac{\varepsilon}{\rho} \tag{2.58}$$

Iz analize osnovnog izraza za stepen korisnosti ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote, uočava se da ovaj parametar uopšte ne figuriše, pa bi se moglo zaključiti da on i nema uticaj na vrednost stepena korisnosti:

$$\eta_{t,K} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \rho^{\kappa} - 1}{\alpha - 1 + \kappa \cdot \alpha \cdot (\rho - 1)} \tag{2.59}$$

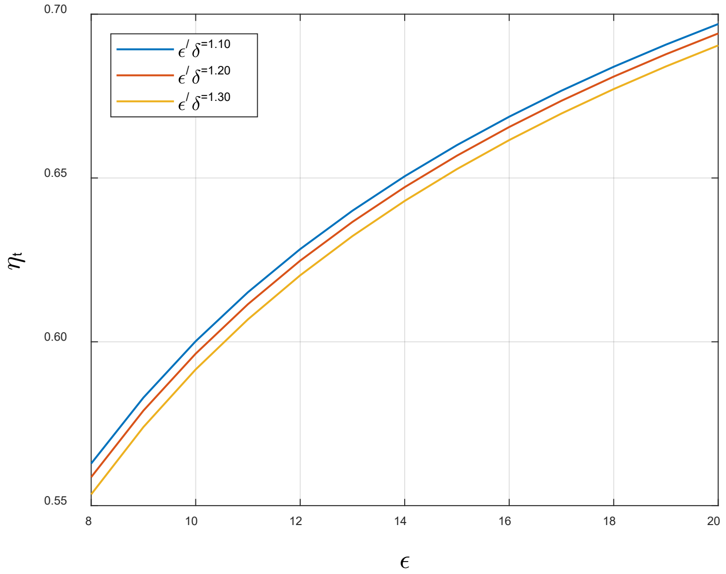
Međutim, ukoliko se stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ izrazi preko odnosa stepena sabijanja ε i stepena širenja δ:

$$\rho = \frac{\varepsilon}{\delta} \tag{2.60}$$

a zatim zameni u izraz za stepen korisnosti ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote, dobija se sledeći izraz:

$$\eta_{t,K} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)^{\kappa} - 1}{\alpha - 1 + \kappa \cdot \alpha \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta} - 1\right)} \tag{2.61}$$

Jasno se vidi da odnos stepena sabijanja i stepena čistog širenja nedvosmisleno utiče na termodinamički stepen korisnosti. Grafički prikaz zavisnosti stepena korisnosti ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote od odnosa stepena sabijanja i stepena čistog širenja za diskretnu vrednost stepena porasta pritiska (α=2,0) dat je na Sl. 2.13.



Sl. 2.13 – Zavisnost stepena korisnosti ciklusa $\eta_{t,K}$ od odnosa stepena sabijanja i stepena čistog širenja $^{\varepsilon}/_{\delta}$ (slučaj $\alpha = 2{,}0$; $\kappa = 1{,}4$)

Za slučaj Otovog ciklusa, s obzirom na to da se toplota dovodi pri konstantnoj zapremini, stepen sabijanja i stepen širenja su jednaki, pa se posle zamene tog uslova ponovo dobija poznati izraz za stepen korisnosti Otovog ciklusa:

$$\delta_{Otto} = \varepsilon_{Otto} \quad \Longrightarrow \quad \left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)_{Otto} = 1 \qquad \eta_{t,K} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)^{\kappa} - 1}{\alpha - 1 + \kappa \cdot \alpha \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta} - 1\right)} \tag{2.62}$$

$$\Downarrow$$

$$\eta_{t,Otto} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)^{\kappa}_{Otto} - 1}{\alpha - 1 + \kappa \cdot \alpha \cdot \left[\left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)_{Otto} - 1\right]} \tag{2.63}$$

$$\Downarrow$$

$$\eta_{t,Otto} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \tag{2.64}$$

Za slučaj Dizelovog ciklusa, primenićemo isti postupak i uvesti zamenu za stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote:

$$\delta_{Diesel} \neq \varepsilon_{Diesel} \quad \Longrightarrow \quad \left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)_{Diesel} > 1 \qquad \eta_{t,K} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)^{\kappa} - 1}{\alpha - 1 + \kappa \cdot \alpha \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\delta} - 1\right)} \tag{2.65}$$

$$\alpha_{Diesel} = 1$$

$$\Downarrow$$

$$\eta_{t,Diesel} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)^{\kappa}_{Diesel} - 1}{\kappa \cdot \left[\left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)_{Diesel} - 1\right]} \tag{2.66}$$

Iz dobijenog izraza jasno se vidi da se stepen širenja δ ipak pojavljuje kao uticajan činilac. Imajući u vidu strukturu člana sa desne strane, zaključuje se da postepenim povećanjem stepena širenja δ, odnosno približavanjem vrednosti stepena sabijanja ε, stepen korisnosti postepeno raste. Ovaj zaključak je u potpunoj saglasnosti sa zaključkom koji je već dat u analizi osnovnog izraza za stepen korisnosti Dizelovog ciklusa gde je konstatovano da stepen korisnosti opada sa povećanjem stepena širenja pri izobarskom dovođenju toplote, odnosno pri proporcionalnom smanjenju stepena čistog širenja.

Opšti zaključak jeste da, zapravo, stepen korisnosti idealnog termodinamičkog ciklusa zavisi od stepena čistog širenja δ. Ova interpretacija je od posebnog značaja, jer ukoliko se tri ciklusa sa različitim načinima dovođenja iste količine toplote Q_1 i sa istim stepenom sabijanja ε međusobno porede, evidentno, veći stepen korisnosti će imati onaj ciklus kod koga je stepen čistog širenja δ veći, odnosno, dovođenje toplote tokom takta širenja smatra se termodinamički nepovoljnim.

2.19 Kako se određuje količina dovedene toplote Q_1?

Pošto se poglavlje odnosi na idealne termodinamičke cikluse, svaka analiza bi načelno mogla biti sprovedena sa proizvoljnim vrednostima dovedene količine toplote Q_1 jer se u postavljenim pretpostavkama ne pominje uticaj goriva, bilo kakav uticaj sistema za obrazovanje smeše ili uticaj regulacije procesa. Pitanje, na prvi pogled, upućuje na to da, zapravo, količina toplote koja se dovodi idealnom termodinamičkom ciklusu MSUS, nije proizvoljna veličina i da bi iza konkretne brojčane vrednosti koja se u računskim primerima pojavljuje, ipak trebalo da stoji određena veza sa realnim procesom i realnim granicama u kojima se kreće sastav smeše za pojedine vrste motora.

Da bismo pojasnili pristup koji omogućava približno određivanje vrednosti količine toplote Q_1, uvešćemo poznati izraz za koeficijent viška vazduha λ pomoću koga se definiše sastav smeše:

$$\lambda = \frac{m_v}{m_{v,min}} = \frac{m_v}{m_{v,teor}} = \frac{m_v}{m_g \cdot L_0} \tag{2.67}$$

Masa m_v predstavlja masu vazduha koja učestvuje u sagorevanju, a $m_{v,min}$, odnosno, $m_{v,teor}$ predstavlja masu vazduha koja je potrebna za teorijsko, potpuno, odnosno stehiometrijsko sagorevanje date količine goriva m_g. Teorijska masa vazduha izražava se kao proizvod date mase goriva m_g i minimalne količine vazduha L_0, potrebne za sagorevanje jedinične mase goriva. Ako se pretpostavi da je radna materija za dati idealni termodinamički ciklus čist vazduh, onda se njegova masa može odrediti iz jednačine stanja za početnu tačku ciklusa:

$$p_1 \cdot V_1 = m_1 \cdot R \cdot T_1 \qquad \Rightarrow \qquad m_1 = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \tag{2.68}$$

U sledećem koraku, može se zanemariti uticaj mase goriva m_g na ukupnu masu radne materije m_1, pa se masa vazduha može izjednačiti sa masom vazduha na početku ciklusa:

$$m_g \ll m_v \qquad \Longrightarrow \qquad m_v = m_1 \tag{2.69}$$

Tada izraz za koeficijent viška vazduha glasi:

$$\lambda = \frac{m_1}{m_g \cdot L_0} = \frac{\frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1}}{m_g \cdot L_0} \tag{2.70}$$

Masa goriva m_g se može izraziti iz prethodne jednačine kao funkcija mase radne materije na početku ciklusa i željenog sastava smeše λ:

$$m_g = \frac{m_1}{\lambda \cdot L_0} = \frac{\frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1}}{\lambda \cdot L_0} = \frac{p_1 \cdot V_1}{\lambda \cdot T_1 \cdot R \cdot L_0} \tag{2.71}$$

Ukupna količina toplote koja se dovodi ciklusu može se odrediti iz proizvoda mase goriva m_g i toplotnog kapaciteta goriva (donje toplotne moći goriva) za koje se sprovodi proračun H_d:

$$Q_1 = m_g \cdot H_d = \frac{m_1 \cdot H_d}{\lambda \cdot L_0} = \frac{p_1 \cdot V_1 \cdot H_d}{\lambda \cdot T_1 \cdot R \cdot L_0} = \frac{p_1 \cdot V_1}{\lambda \cdot T_1} \cdot K \tag{2.72}$$

Iz prethodnog izraza se može zaključiti da za date početne uslove ciklusa (p_1, T_1) i dato gorivo (koje karakterišu L_0 i H_d), sa povećanjem vrednosti koeficijenta viška vazduha λ, tj. osiromašenjem smeše, količina dovedene toplote Q_1 opada.

2.20 Koji idealni termodinamički ciklus je najekonomičniji?

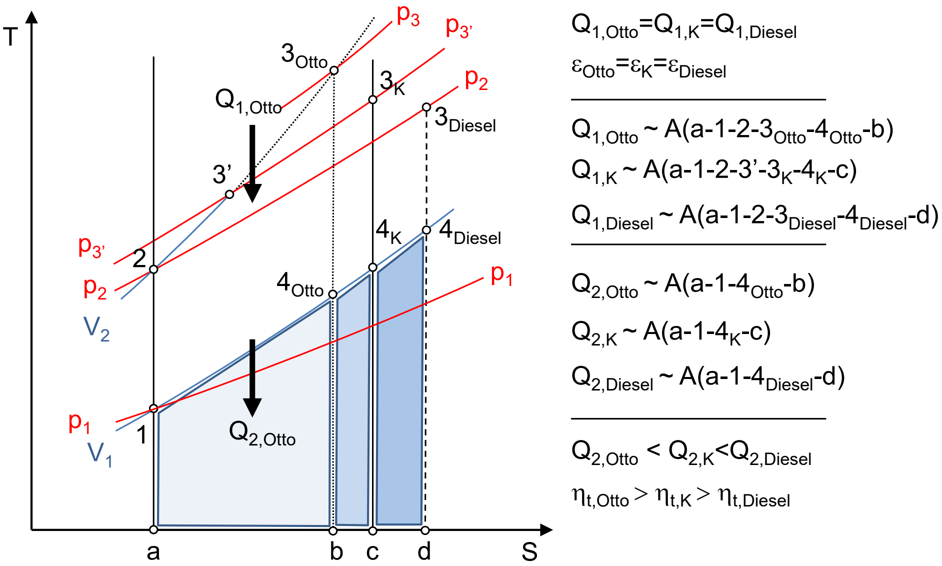
Odgovor na ovo pitanje nije jednostavan jer je za poređenje ciklusa neophodno definisati uslove pod kojima se ciklusi upoređuju. Pošto se u izrazima za stepen korisnosti pojavljuje više različitih činilaca, poređenja se mogu sprovesti za različite kombinacije parametara. Razmotrićemo dva slučaja koji se smatraju opravdanim sa inženjerske tačke gledišta.

Poređenja će biti obavljena za iste početne uslove (p_1, T_1), odakle proističe jednakost mase radne materije na početku ciklusa. U oba slučaja, osnovni uslov za poređenje će biti jednaka dovedena količina toplote Q_1 svim ciklusima koji se porede.

U slučaju toplotnih motora koji su predmet analize, a kod kojih je gorivo nosilac hemijske energije koja se sagorevanjem transformiše najpre u toplotnu, a motorskim mehanizmom u mehaničku energiju, jednaka dovedena količina toplote ima jasan fizički smisao i podrazumeva istu dovedenu količinu goriva.

Poređenje za slučaj $Q_1 = const.$ i $\varepsilon = const.$

Najjednostavniji slučaj se odnosi na poređenje hipotetičkih, idealnih motora sa jednakim stepenom sabijanja ε i jednakom dovedenom količinom toplote Q_1. Sa inženjerske tačke gledišta ovo poređenje je opravdano jer se iza jednakosti stepena sabijanja zapravo nalazi ideja o istovetnim konstruktivnim parametrima motora (prečnik klipa, hod klipa, jednaka kompresiona zapremina), ili još jednostavnije, fizički isti motori.



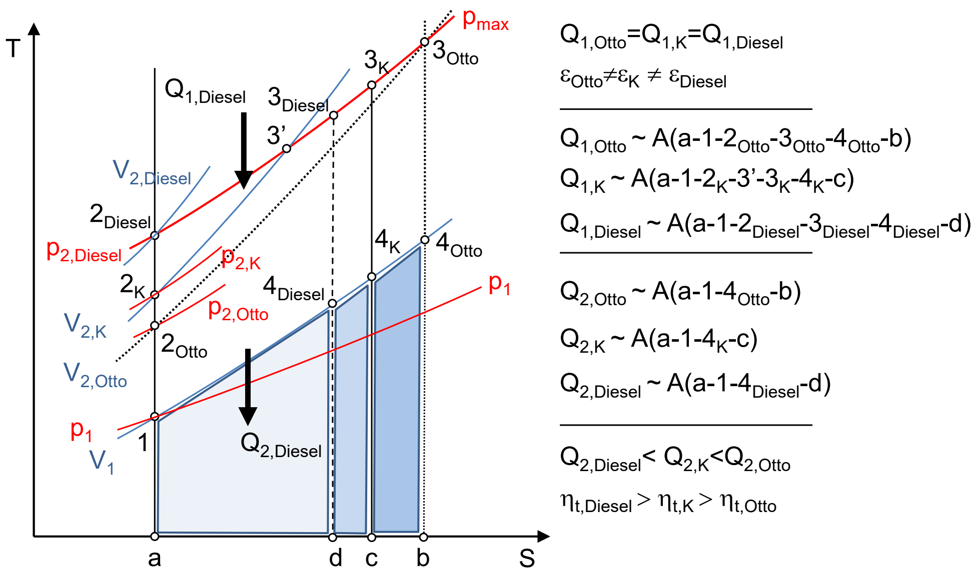
Sl. 2.14 – Grafički prikaz poređenja ekonomičnosti tri karakteristična ciklusa u T-S dijagramu za slučaj Q_1=const. i ε=const.

Poređenje tri karakteristična termodinamička ciklusa za slučaj jednake dovedene količine toplote Q_1 i jednakog stepena sabijanja ε prikazano je na Sl. 2.14. Prikaz se jednostavno interpretira ako se pođe od činjenice da dovedenoj i odvedenoj količini toplote uvek odgovara određena površina u T-S dijagramu. Pošto se polazi od osnovne pretpostavke da su dovedene količine toplote za sva tri ciklusa jednake, ostaje da se proveri da li postoji razlika u površinama koje predstavljaju odvedene količine toplote.

Maksimalni pritisak u slučaju Otovog ciklusa veći je nego u ostala dva slučaja. Kod Dizelovog ciklusa je zbog dovođenja toplote tokom takta širenja niža temperatura i promena entropije veća. Usled toga, veća će biti i površina ispod linije koja definiše odvođenje toplote pri izohorskoj promeni stanja. Iz ove analize, jasno se zaključuje da je pri ovako definisanim uslovima, najekonomičniji Otov ciklus, a najmanje ekonomičan Dizelov ciklus.

Poređenje za slučaj $Q_1 = const.$ i $p_{max} = const.$

Prethodni slučaj poređenja sa jednakim stepenom sabijanja se ne može smatrati u potpunosti realnim. Razlog za to je činjenica da se u slučaju Otovog ciklusa postižu ekstremno visoke temperature i pritisci koje kod realnih motora nije moguće ostvariti, a da se zbog ograničenja fizičkih karakteristika materijala i delova, motor ne dovede do delimičnog ili potpunog oštećenja. Poređenje u kome se ciklusima dovode jednake količine toplote, a procesi odvijaju do unapred određene jednake vrednosti maksimalnog pritiska u cilindru predstavlja realniji slučaj. To znači da će opterećenja kojima bi bili izloženi delovi motorskog mehanizma bili približno jednaki pri istoj dovedenoj količini toplote. Sa druge strane, jasno je da se ovakvo poređenje mora sprovesti za cikluse sa različitim stepenom sabijanja, a to znači, da ukoliko se povuče paralela sa realnim motorom, ta tri motora bi bila i fizički različita.



Sl. 2.15 – Grafički prikaz poređenja ekonomičnosti tri karakteristična ciklusa u dijagramu T-S za slučaj Q_1=const. i p_{max}=const.

Poređenje za ovaj slučaj sprovedeno je na isti način kao i za prethodni – na osnovu analize površina pojedinih ciklusa u dijagramu T-S. Grafički prikaz je dat na Sl. 2.15. Očigledno, da bi se u ciklusima postigle iste vrednosti pritiska, stepen sabijanja mora biti različit, pa će najveći biti u slučaju Dizelovog, manji u slučaju ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote, a najmanji u slučaju Otovog ciklusa. Površina koja u dijagramu T-S odgovara odvedenoj količini toplote kod Dizelovog ciklusa je očigledno najmanja, pa po definiciji stepena korisnosti, Dizelov ciklus predstavlja najekonomičniji slučaj. Najmanju ekonomičnost pri ovim uslovima poređenja ima Otov ciklus.

2.21 Šta predstavlja specifični rad idealnog termodinamičkog ciklusa motora SUS i kako se određuje?

Specifični rad idealnog termodinamičkog ciklusa MSUS predstavlja, pored stepena korisnosti η_t, ključni parametar za poređenje ekonomičnosti ciklusa. Dok podatak o korisnom radu ciklusa daje predstavu o apsolutnom učinku ciklusa, specifični rad, kao i svaka druga specifična veličina, daje podatak o nekom izlaznom parametru ciklusa koji je sveden na jediničnu masu ili jediničnu zapreminu. Ovakav pristup omogućava poređenje parametara ciklusa motora različitih veličina i geometrijskih karakteristika.

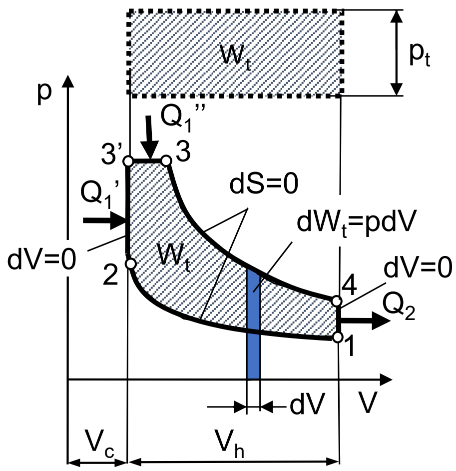
U konkretnom slučaju, specifični rad idealnog termodinamičkog ciklusa predstavlja odnos ostvarenog rada ciklusa W_t, svedenog na jedinicu radne zapremine cilindra V_h. Pre nego što se izabere i prikaže i oznaka za ovu specifičnu veličinu, biće prikazana dimenziona analiza za izraz dat definicijom ove veličine. Iz dimenzione analize proisteći će važan zaključak o prirodi ove veličine. Uvođenjem osnovnih jedinica u skladu sa međunarodnim sistemom jedinica u izraz za specifični rad ciklusa dobija se:

$$\frac{W_t}{V_h} = \frac{[J]}{[m^3]} = \frac{[N \cdot m]}{[m^3]} = \frac{[N]}{[m^2]} = [Pa] \tag{2.73}$$

Iz dimenzione analize, zaključuje se da je specifični rad ciklusa, tj. rad ciklusa sveden na jedinicu radne zapremine motora, zapravo, po svojoj suštini i jedinicama u kojima se izražava, pritisak. Da se radi o pritisku može se pokazati i iz izraza u kome se rad ciklusa izražava kao kružni integral:

$$p_t = \frac{W_t}{V_h} = \frac{\oint p \cdot dV}{V_h} \tag{2.74}$$

U tom smislu, specifični rad ciklusa se još naziva i srednji teorijski pritisak (STP) idealnog termodinamičkog ciklusa.



Sl. 2.16 – Grafička interpretacija specifičnog rada – srednjeg teorijskog pritiska idealnog termodinamičkog ciklusa

Šta predstavlja srednji teorijski pritisak p_t i kako se može grafički prikazati?

Srednji teorijski pritisak p_t predstavlja konstantnu vrednost pritiska koji bi, kada bi delovao na čelo klipa tokom samo jednog hoda klipa, dao isti rad ciklusa kao i promenljivi pritisak tokom odvijanja celog ciklusa. Ovo je prikazano na Sl. 2.16.

Grafička interpretacija pomaže da se lakše razume definicija i smisao ove veličine. Ako se rad ciklusa W_t predstavi kao pravougaonik, konstruisan nad osnovom koja predstavlja radnu zapreminu cilindra V_h (ukupna promena zapremine tokom jednog hoda klipa, hodna zapremina), onda srednji teorijski pritisak p_t predstavlja drugu stranicu pravougaonika.

2.22 Kako se određuje specifični rad idealnog termodinamičkog ciklusa motora SUS?

Postoji nekoliko načina na koji se može doći do izraza za izračunavanje specifičnog rada, tj. srednjeg teorijskog pritiska (STP) idealnog termodinamičkog ciklusa. Ako se pođe od izraza koji prati definiciju ove veličine:

$$p_t = \frac{W_t}{V_h} = \frac{\oint p \cdot dV}{V_h} \tag{2.75}$$

jasno je da je neophodno odrediti ukupan rad ciklusa W_t. Rad ciklusa W_t definisan je kao zbir radova tokom pojedinih faza ciklusa – tokom sabijanja, dovođenja toplote, širenja i odvođenja toplote. Ukoliko se za indekse uvedu oznake tačaka koje određuju pojedine faze ciklusa, dobija se sledeći izraz za rad ciklusa:

$$W_t = W_{1-2} + W_{2-3'} + W_{3'-3} + W_{3-4} + W_{4-1} \tag{2.76}$$

Iz izraza za Prvi zakon termodinamike:

$$dQ = dU + dW = dU + pdV \tag{2.77}$$

i na osnovu već postavljenih pretpostavki pod kojima se idealni termodinamički ciklus može primeniti, može se sačiniti jednostavna analiza pojedinih faza ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote.

Izentropsko sabijanje	$dS = 0 \Rightarrow dQ_{1-2} = 0$	$W_{1-2} = -(U_2 - U_1) = m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_2)$
	$dW_{1-2} = -dU_{1-2}$	$\Rightarrow W_{1-2} = \frac{m \cdot R}{\kappa - 1} \cdot (T_1 - T_2)$
Izohorsko dovođenje toplote	$dV = 0$	$dW_{2-3'} = p \cdot dV$
		$\Rightarrow W_{2-3'} = 0$
		$\Rightarrow Q_{2-3'} = Q_{1'} = U_{2-3'} = U_{3'} - U_2$
Izobarsko dovođenje toplote	$dp = 0$	$dW_{3'-3} = p_3 \cdot dV$
		$\Rightarrow W_{3'-3} = p_{3'} \cdot (V_3 - V_{3'}) = m \cdot R \cdot T_{3'} \cdot (\rho - 1)$
Izentropsko širenje	$dS = 0 \Rightarrow dQ_{3-4} = 0$	$W_{3-4} = -(U_4 - U_3) = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_4)$
	$dW_{4-1} = -dU_{4-1}$	$\Rightarrow W_{3-4} = \frac{m \cdot R}{\kappa - 1} \cdot (T_3 - T_4)$
Izohorsko odvođenje toplote	$dV = 0$	$dW_{4-1} = p \cdot dV$
		$\Rightarrow W_{4-1} = 0$
		$\Rightarrow Q_{4-1} = Q_2 = U_{4-1} = U_4 - U_1$

Zamenom izraza za pojedine faze ciklusa i nakon sređivanja, dobija se sledeći izraz za specifični rad ili srednji teorijski pritisak idealnog termodinamičkog ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote:

$$p_{t,K} = \frac{W_t}{V_h} = \frac{W_{1-2} + W_{2-3'} + W_{3'-3} + W_{3-4} + W_{4-1}}{V_h} = \tag{2.78}$$

$$p_{t,K} = \frac{1}{V_h} \cdot \left[\frac{m \cdot R}{\kappa - 1} \cdot (T_1 - T_2) + m \cdot R \cdot T_{3'} \cdot (\rho - 1) + \frac{m \cdot R}{\kappa - 1} \cdot (T_3 - T_4)\right] \tag{2.79}$$

$$p_{t,K} = \frac{m \cdot R}{V_h} \cdot \left[\frac{(T_1 - T_2)}{\kappa - 1} + T_3 \cdot (\rho - 1) + \frac{(T_3 - T_4)}{\kappa - 1}\right] \tag{2.80}$$

Ako se uvedu već izvedeni izrazi za temperature radne materije u karakterističnim tačkama ciklusa:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa - 1} \tag{2.81}$$

$$T_{3'} = T_1 \cdot \alpha \cdot \varepsilon^{\kappa - 1} \tag{2.82}$$

$$T_3 = T_1 \cdot \alpha \cdot \rho \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \tag{2.83}$$

$$T_4 = T_1 \cdot \alpha \cdot \rho^{\kappa} \tag{2.84}$$

dobija se sledeći izraz:

$$p_{t,K} = \frac{m \cdot R \cdot T_1}{V_h} \cdot \left[\frac{(1-\varepsilon^{\kappa-1})}{\kappa-1} + \alpha \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot (\rho - 1) + \frac{(\alpha \cdot \rho \cdot \varepsilon^{\kappa-1} - \alpha \cdot \rho^{\kappa})}{\kappa - 1} \right] \tag{2.85}$$

Iz jednačine stanja za početnu tačku ciklusa i izraza za stepen sabijanja:

$$p_1 \cdot V_1 = m \cdot R \cdot T_1 \tag{2.86}$$

$$V_1 = V_h \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \tag{2.87}$$

i zamenom, dobija se sledeći izraz za srednji teorijski pritisak:

$$p_{t,K} = \frac{p_1}{\kappa-1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \{1 - \varepsilon^{\kappa-1} + \alpha \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot (\rho-1) \cdot (\kappa-1) + \alpha \cdot \rho \cdot \varepsilon^{\kappa-1} - \alpha \cdot \rho^{\kappa}\} \tag{2.88}$$

$$p_{t,K} = \frac{p_1}{\kappa-1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \{\varepsilon^{\kappa-1} \cdot [\kappa \cdot \alpha(\rho-1) + \alpha - 1] + 1 - \alpha \cdot \rho^{\kappa}\} \tag{2.89}$$

Za Otov i Dizelov ciklus, nakon uvođenja uslova za stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote i stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote, dobijaju se sledeći izrazi:

$$\rho_{Otto} = 1 \qquad \Rightarrow \quad p_{t,Otto} = \frac{p_1}{\kappa-1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot (\alpha - 1) \cdot (\varepsilon^{\kappa-1} - 1) \tag{2.90}$$

$$\alpha_{Diesel} = 1 \qquad \Rightarrow \quad p_{t,Diesel} = \frac{p_1}{\kappa-1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot [\varepsilon^{\kappa-1} \cdot \kappa \cdot (\rho - 1) + 1 - \rho^{\kappa}] \tag{2.91}$$

Iz prethodnih izraza može se jednoznačno zaključiti da vrednost pritiska na početku ciklusa p_1 pozitivno utiče na specifični rad ciklusa p_t. Ovo je važan zaključak koji se direktno dovodi u vezu sa efektom natpunjenja kod realnog motora. Veći rad ciklusa i veća snaga dobiće se povećanjem pritiska punjenja (npr. ugradnjom neke vrste kompresora). Međutim, analiza uticaja ostalih činilaca na specifični rad ciklusa je složena i, radi lakšeg razumevanja, biće data pojedinačno za dva granična slučaja.

2.23 Koji činioci utiču na specifični rad Otovog ciklusa?

Iz izraza za specifični rad (STP) Otovog ciklusa:

$$p_{t,Otto} = \frac{p_1}{\kappa-1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot (\alpha - 1) \cdot (\varepsilon^{\kappa-1} - 1) \tag{2.92}$$

jasno se uočava da na njegovo povećanje utiče:

- povećanje početnog pritiska p_1;
- povećanje stepena sabijanja ε;
- povećanje stepena porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α.

Treba naglasiti da je uticaj stepena sabijanja dvojak. Razmotrimo ovaj uticaj uvidom u ponašanje dva člana u kojima stepen sabijanja figuriše. Ako ih označimo kao:

$$A_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \tag{2.93}$$

$$B_\varepsilon = \varepsilon^{\kappa-1} - 1 \tag{2.94}$$

onda jednostavan matematički proračun pokazuje sledeće efekte povećanja stepena sabijanja:

$$\varepsilon \nearrow \quad A_\varepsilon \searrow \qquad B_\varepsilon \nearrow\nearrow \qquad A_\varepsilon \cdot B_\varepsilon \nearrow \tag{2.95}$$

Na sličan način se može komentarisati i uticaj eksponenta izentrope κ. Smanjenje eksponenta izentrope ima veći uticaj kroz smanjenje vrednosti člana B_ε.

Na osnovu ove analize, može se zaključiti da na povećanje specifičnog rada ciklusa, ako se stepen sabijanja i eksponent izentrope smatraju nepromenljivim za dati slučaj, ključni parametar koji utiče na specifični rad ciklusa p_t jeste stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α. S obzirom na to da je povećanje dovedene količine toplote Q_1 praćeno i povećanjem vrednosti stepena porasta pritiska α, ovaj parametar se može smatrati parametrom opterećenja, pa je zaključak logičan – sa povećanjem opterećenja rastu rad ciklusa W_t i specifični rad ciklusa p_t.

2.24 Koji činioci utiču na specifični rad Dizelovog ciklusa?

Iz izraza za specifični rad (STP) Dizelovog ciklusa:

$$p_{t,Diesel} = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot [\varepsilon^{\kappa-1} \cdot \kappa \cdot (\rho - 1) + 1 - \rho^\kappa] \tag{2.96}$$

jasno se vidi da postoje sličnosti sa Otovim ciklusom u pogledu početnog pritiska i stepena sabijanja. Na povećanje specifičnog rada utiče:

- povećanje početnog pritiska p_1;
- povećanje stepena sabijanja ε;
- povećanje stepena širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ.

Kao i kod Otovog ciklusa, uticaj pojedinih članova nije jednoznačan. U slučaju Dizelovog ciklusa, ova konstatacija se odnosi na stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ. Razmotrimo ovaj uticaj uvidom u ponašanje članova u kojima figuriše stepen širenja. Ako ih označimo kao:

$$A_\rho = \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \kappa \cdot (\rho - 1) \tag{2.97}$$

$$B_\rho = \rho^\kappa \tag{2.98}$$

onda jednostavan matematički proračun pokazuje sledeće efekte povećanja stepena sabijanja:

$$\rho \nearrow \quad A_\rho \nearrow \qquad B_\rho \nearrow\nearrow \tag{2.99}$$

Povećanje stepena širenja linearno utiče na porast vrednosti člana A_ρ što utiče pozitivno na STP. Međutim i član B_ρ raste eksponencijalno sa povećanjem stepena širenja, ali sporije nego član A_ρ. Imajući u vidu strukturu osnovnog izraza, jasno je da će i specifičan rad rasti sa povećanjem stepena širenja pri izobarskom dovođenju toplote.

Zaključak je da sa povećanjem dovedene količine toplote Q_1 raste i stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ, što u konačnom ishodu daje i povećanje specifičnog rada ciklusa. S obzirom na to da parametar ρ zavisi od dovedene količine toplote Q_1, on se može smatrati parametrom opterećenja, pa je zaključak i u ovom slučaju logičan – sa povećanjem opterećenja rastu rad W_t i specifični rad ciklusa (ili srednji teorijski pritisak) p_t.

Na ovom mestu, neophodno je istaći još jedan izuzetno važan zaključak i ukazati na vezu sa stepenom korisnosti Dizelovog ciklusa. Parametar ρ koji predstavlja stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote pozitivno utiče na specifičan rad ciklusa p_t, ali negativno utiče na stepen korisnosti η_t. Za razliku od Dizelovog ciklusa, kod Otovog ciklusa povećanje opterećenja ne utiče na promenu termodinamičkog stepena korisnosti.

2.25 Dizelov ciklus – primer

Četvorocilindarski motor prečnika cilindra D=91,4 mm i hoda s=127,0 mm radi prema Dizelovom ciklusu. Stepen sabijanja je ε=17,4. Termodinamički parametri na početku takta sabijanja su p_1=10^5 Pa i T_1=298 K. Dovedena količina toplote iznosi Q_1=1922,59 J. Pod pretpostavkom da je radni medijum čist vazduh (κ=1,4, c_v=717,857 J/kgK, c_p=1005,0 J/kgK, zanemariti učešće goriva i produkata sagorevanja, promenu sastava i gubitak radne materije), odrediti:

a) gustinu i masu gasa na početku sabijanja;
b) pritisak i temperaturu na kraju takta sabijanja p_2 i T_2 (pretpostaviti izentropsku promenu stanja);
c) pritisak i temperaturu na kraju sagorevanja p_3 i T_3 (pretpostaviti izobarsko dovođenje toplote);
d) pritisak i temperaturu na kraju takta širenja p_4 i T_4 (pretpostaviti izentropsku promenu stanja);
e) količinu odvedene toplote Q_2;
f) termodinamički stepen korisnosti η_t i specifični rad p_t.

Rešanje

Na početku će biti dat pregled podataka koji su određeni postavkom zadatka:

prečnik cilindra:	D=91,4 mm
hod klipa:	s=127,0 mm
broj cilindara:	z=4
stepen sabijanja motora:	ε=17,4
pritisak na početku sabijanja:	p_1=10^5 Pa
temperatura na početku sabijanja:	T_1=298 K
gasna konstanta za vazduh:	R=287 $J/kg\ K$
eksponent izentrope za vazduh:	κ=1,4
spec. tplota pri V=$idem.$:	c_v=717,857 J/kgK
spec. tplota pri p=$idem.$:	c_p=1005,0 J/kgK
dovedena količina toplote:	Q_1=1922,59 J

a) Određivanje gustine i mase gasa na početku takta sabijanja

Da bi se rešio ovaj deo zadatka, najpre je neophodno odrediti zapreminu cilindra u početnoj tački ciklusa, a zatim, za date termodinamičke uslove u početnoj tački ciklusa, primeniti jednačinu stanja idealnog gasa i odrediti masu i gustinu punjenja.

Zapremina cilindra u početnoj tački ciklusa jednaka je zbiru kompresione zapremine i radne zapremine cilindra. Radna zapremina cilindra je određena poznatim izrazom:

$$V_{h1} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot s = \frac{(91,4\ mm)^2 \cdot \pi}{4} \cdot 127,0\ mm = 832,85\ cm^3 = 832,85 \cdot 10^{-6} m^3 \tag{2.100}$$

Kompresiona zapremina se određuje na osnovu izračunate vrednosti radne zapremine cilindra i zadate vrednosti za stepen sabijanja:

$$\varepsilon = \frac{V_{h1} + V_C}{V_C} \Rightarrow V_C = \frac{V_{h1}}{\varepsilon - 1} = \frac{832{,}85\ cm^3}{17{,}4 - 1} = 50{,}79\ cm^3 = 50{,}79 \cdot 10^{-6} m^3 \tag{2.101}$$

Zapremina cilindra u početnoj tački ciklusa (tačka 1) je:

$$V_1 = V_{h1} + V_C = 832{,}85 cm^3 + 50{,}79 cm^3 = 883{,}64 cm^3 = 883{,}64\ \cdot 10^{-6} m^3 \tag{2.102}$$

Gustina u početnoj tački ciklusa određuje se iz jednačine stanja idealnog gasa:

$$p_1 \cdot V_1 = m_1 \cdot R \cdot T_1 \ \rightarrow\ \rho_1 = \frac{m_1}{V_1} = \frac{p_1}{R \cdot T_1} = \frac{10^5\ Pa}{287\ \frac{J}{kgK} \cdot 298\ K} = 1{,}169 \frac{kg}{m^3} \tag{2.103}$$

Masu gasa u početnoj tački ciklusa možemo odrediti direktno iz jednačine stanja:

$$m_1 = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{10^5 Pa \cdot 883{,}64\ \cdot 10^{-6} m}{287\ \frac{J}{kgK} \cdot 298\ K} = 1{,}033 \cdot 10^{-3}\ kg \tag{2.104}$$

ili, na osnovu izračunatog podatka za gustinu:

$$m_1 = \rho_1 \cdot V_1 = 1.169 \frac{kg}{m^3} \cdot 883{,}64\ \cdot 10^{-6} m^3 = 1{,}033 \cdot 10^{-3} kg \tag{2.105}$$

b) Određivanje pritiska i temperature na kraju takta sabijanja (tačka 2)

Tražene vrednosti pritiska i temperature određuju se na osnovu pretpostavke o izentropskoj promeni stanja tokom sabijanja. Iz poznatog izraza za izentropsku promenu stanja:

$$p \cdot V^{\kappa} = idem. \tag{2.106}$$

odnosno, za konkretan slučaj promene stanja tokom sabijanja između tačke 1 i tačke 2:

$$p_1 \cdot {V_1}^{\kappa} = p_2 \cdot {V_2}^{\kappa} \tag{2.107}$$

dobija se izraz za pritisak na kraju takta sabijanja:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa} = 10^5 Pa \cdot \left(\frac{883{,}64\ \cdot 10^{-6} m^3}{50{,}79 \cdot 10^{-6} m^3}\right)^{1{,}4} = 54{,}54 \cdot 10^5 Pa = 54{,}54\ bar \tag{2.108}$$

Do istog rezultata se može doći i jednostavnije, direktno, ukoliko se odnos zapremina u tački 1 prikaže kao zbir radne i kompresione zapremine. Pošto je zapremina na kraju takta sabijanja V_2 jednaka kompresionoj zapremini V_C, odnos zapremina V_1 i V_2 postaje jednak stepenu sabijanja:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_{h1} + V_C}{V_C}\right)^{\kappa} = p_1 \cdot \varepsilon^{\kappa} = 10^5 Pa \cdot 17{,}4^{1{,}4} = 54{,}54 \cdot 10^5 Pa = 54{,}54\ bar \tag{2.109}$$

Do izraza za određivanje temperature na kraju takta sabijanja dolazi se kombinovanjem jednačine stanja idealnog gasa i opšte jednačine za izentropsku promenu stanja na početku i kraju sabijanja (tačke 1 i 2):

$$\begin{matrix} p \cdot V = m \cdot R \cdot T \\ p \cdot V^{\kappa} = idem. \end{matrix} \qquad T \cdot V^{\kappa - 1} = idem. \tag{2.110}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} = 298\,K \cdot 17{,}4^{\kappa-1} = 934{,}19\,K \approx 934\,K \tag{2.111}$$

c) Određivanje pritiska i temperature na kraju dovođenja toplote (tačka 3)

Kod Dizelovog ciklusa, toplota se dovodi pri konstantnom pritisku. Temperatura na kraju izobarskog dovođenja toplote T_3 određuje se iz izraza za količinu toplote dovedenu pri izobarskom procesu:

$$Q_1 = Q_{1@p=idem.} = m_{2-3} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) \tag{2.112}$$

Iz pretpostavke da se kod termodinamičkog ciklusa zanemaruje gubitak mase tokom ciklusa, sledi da je masa radne materije tokom dovođenja toplote $m_{2\text{-}3}$ jednaka masi na početku ciklusa m_1:

$$m_{2-3} = m_2 = m_3 = m_1 \tag{2.113}$$

Zamenom u jednačinu za količinu dovedene toplote, izraz za izračunavanje temperature na kraju dovođenja toplote dobija sledeći oblik:

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_{1@p=idem.}}{m_1 \cdot c_p} = 934{,}19\,K + \frac{1922{,}59\,J}{1{,}033 \cdot 10^{-3}\,kg \cdot 1005{,}0\,\frac{J}{kgK}} = 2786{,}63\,K \tag{2.114}$$

Kod Dizelovog ciklusa, tokom dovođenja toplote, pritisak je konstantan, pa je pritisak na kraju dovođenja toplote:

$$p_3 = p_2 = 54{,}54 \cdot 10^5 Pa = 54{,}54\,bar \tag{2.115}$$

Zapremina na kraju dovođenja toplote pri konstantnom pritisku, određuje se iz jednačine stanja idealnog gasa za tu tačku:

$$p_3 \cdot V_3 = m_3 \cdot R \cdot T_3 \quad \Longrightarrow$$

$$V_3 = \frac{m_3 \cdot R \cdot T_3}{p_3} = \frac{1{,}033 \cdot 10^{-3} kg \cdot 287\,\frac{J}{kgK} \cdot 2786{,}63 K}{54{,}54 \cdot 10^5 Pa} = 151 \cdot 10^{-6} m^3 \tag{2.116}$$

Stepen ekspanzije tokom izobarskog dovođenja toplote izračunava se kao odnos zapremina na kraju i na početku dovođenja toplote:

$$\rho = \frac{V_3}{V_2} = \frac{V_3}{V_C} = \frac{151 \cdot 10^{-6} m^3}{50{,}79 \cdot 10^{-6} m^3} = 2{,}983 \tag{2.117}$$

d) Određivanje pritiska i temperature na kraju takta širenja p_4 i T_4

Tražene vrednosti se izračunavaju pomoću istih izraza za određivanje pritiska i temperature pri izentropskoj promeni stanja, na isti način, kako je to prikazano za stanje na kraju takta sabijanja. Izraz za pritisak na kraju širenja glasi:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa} \tag{2.118}$$

Ako se zapremina V_3 izrazi preko kompresione zapremine i stepena širenja pri dovođenju toplote, a zapremina na kraju širenja V_4 kao i zapremina V_1 predstave kao zbir radne i kompresione zapremine, dolazi se do sledeće jednačine:

$$p_4 = \left(\frac{V_2 \cdot \rho}{V_4}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \left(\frac{V_C \cdot \rho}{V_{h1} + V_C}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{\kappa} \tag{2.119}$$

odakle se zamenom odgovarajućih vrednosti dobija i vrednost pritiska na kraju takta širenja:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{\kappa} = 54{,}54 \cdot 10^5 Pa \cdot \left(\frac{2{,}983}{17{,}4}\right)^{1{,}4} = 4{,}618 \cdot 10^5 Pa = 4{,}618\ bar \tag{2.120}$$

Na sličan način, pogodnim transformacijama, dolazi se i do izraza za temperaturu na kraju takta širenja:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa-1} = T_3 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} = 2786{,}63K \cdot \left(\frac{2{,}983}{17{,}4}\right)^{1{,}4-1} = 1376{,}31K \tag{2.121}$$

Do istog rezultata može se doći i iz jednačine stanja idealnog gasa za tačku 4. Iz pretpostavke da nema promene mase radne materije, sledi jednakost masa na početku i na kraju ciklusa ($m_4 = m_1$). Takođe, pošto se klip vraća u početni položaj, zapremina na kraju ciklusa jednaka je zapremini na početku ciklusa ($V_4 = V_1$):

$$p_4 \cdot V_4 = m_4 \cdot R \cdot T_4 \quad \rightarrow \quad T_4 = \frac{p_4 \cdot V_4}{m_4 \cdot R} = \frac{p_4 \cdot V_1}{m_1 \cdot R} \tag{2.122}$$

e) Određivanje termodinamičkog stepena korisnosti η_t

Odvedena količina toplote određuje se izrazom za količinu toplote pri izohorskoj promeni stanja:

$$Q_2 = Q_{@V=idem.} = m_{4-1} \cdot c_V \cdot (T_4 - T_1) \tag{2.123}$$

Koristeći ponovo pretpostavku o nepromenjenoj masi radne materije tokom ciklusa, i uvođenjem prethodno izračunatih vrednosti za dve karakteristične temperature na početku i kraju procesa odvođenja toplote (T_4 i T_1) dobija se sledeća vrednost odvedene količine toplote:

$$Q_2 = m_1 \cdot c_V \cdot (T_4 - T_1) = 1{,}033 \cdot 10^{-3}\ kg \cdot 717{,}857 \frac{J}{kgK} \cdot (1376{,}31K - 298\ K) \tag{2.124}$$

$$Q_2 = 799{,}39\ J$$

Termodinamički stepen korisnosti Dizelovog ciklusa za hipotetički motor dat postavkom zadatka može se odrediti ako se primeni definicija za stepen korisnosti:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{799{,}39\ J}{1922{,}59\ J} = 0{,}584 \tag{2.125}$$

Srednji teorijski pritisak, ili specifični rad idealnog termodinamičkog ciklusa, takođe se može odrediti prema definiciji kao količnik rada koji je izvršio radni medijum u cilindru i radne zapremine:

$$p_t = \frac{W_t}{V_{h1}} = \frac{Q_1 - Q_2}{V_{h1}} = \frac{1922{,}59\ J - 799{,}39\ J}{832{,}85\ \cdot 10^{-6} m^3} = 13{,}48 \cdot 10^5 Pa = 13{,}48\ bar \tag{2.126}$$

2.26 Otov ciklus – primer

Četvorocilindarski usisni motor ukupne radne zapremine V_h=1372 cm^3 radi prema Otovom ciklusu. Stepen sabijanja je ε=9,2. Termodinamički parametri na početku takta sabijanja su p_1=10^5 Pa i T_1=298 K. Dovedena količina toplote iznosi Q_1=1040,714 J. Pod pretpostavkom da je radni medijum čist vazduh (κ=1,4, c_v=717,857 J/kgK, zanemariti učešće goriva i produkata sagorevanja, promenu sastava i gubitak radne materije), odrediti:

a) pritisak i temperaturu na kraju takta sabijanja p_2 i T_2 (pretpostaviti izentropsku promenu stanja);
b) pritisak i temperaturu na kraju dovođenja toplote p_3 i T_3 (pretpostaviti izohorsko dovođenje toplote);
c) pritisak i temperaturu na kraju takta širenja p_4 i T_4 (pretpostaviti izentropsku promenu stanja);
d) količinu odvedene toplote Q_2;
e) termodinamički stepen korisnosti η_t;

Rešanje

Na početku će biti dat pregled podataka koji su određeni postavkom zadatka:

radna zapremina motora:	V_h=1372 cm^3
broj cilindara:	z=4
stepen sabijanja motora:	ε=9,2
pritisak na početku sabijanja:	p_1=10^5 Pa
temperatura na početku sabijanja:	T_1=298 K
gasna konstanta za vazduh:	R=287 $J/kg\ K$
eksponent izentrope za vazduh:	κ=1,4
spec. toplota pri $V=idem.$:	c_v=717,857 J/kgK
dovedena količina toplote:	Q_1=1040,714 J

a) Određivanje pritiska i temperature na kraju takta sabijanja (tačka 2)

Kao i u prethodnom primeru koji se odnosio na Dizelov ciklus, i u ovom primeru biće iskorišćen isti postupak za izračunavanje traženih vrednosti pritiska i temperature na kraju sabijanja. Na osnovu pretpostavke o izentropskoj promeni stanja tokom sabijanja, za konkretan slučaj promene stanja tokom sabijanja između tačke 1 i tačke 2, važi izraz:

$$p_1 \cdot {V_1}^{\kappa} = p_2 \cdot {V_2}^{\kappa} \qquad \Rightarrow \qquad p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa} \tag{2.127}$$

Zapremine cilindra na početku i kraju sabijanja nisu poznate, ali do rezultata se može doći ukoliko se odnos zapremina u tački 1 prikaže kao zbir radne i kompresione zapremine. Pošto je zapremina na kraju takta sabijanja V_2 jednaka kompresionoj zapremini V_C, odnos zapremina V_1 i V_2 postaje jednak stepenu sabijanja:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_{h1} + V_C}{V_C}\right)^{\kappa} = p_1 \cdot \varepsilon^{\kappa} = 10^5 Pa \cdot 9{,}2^{1{,}4} = 22{,}35 \cdot 10^5 Pa = 22{,}35\ bar \tag{2.128}$$

Isti pristup se može primeniti i za izračunavanje temperature na kraju takta sabijanja. Koristeći poznat izraz za promenu temperature pri izentropskoj promeni stanja, i uvodeći odgovarajuću smenu za odnos zapremina, dobija se sledeći izraz:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} = 298\ K \cdot 9{,}2^{\kappa-1} = 723{,}98\ K \tag{2.129}$$

b) Određivanje pritiska i temperature na kraju dovođenja toplote

U ovom slučaju neophodno je najpre odrediti temperaturu na kraju dovođenja toplote, s obzirom na to da postavkom zadatka nije definisan stepen porasta pritiska tokom dovođenja toplote. Iz poznatog podatka za dovedenu količinu toplote Q_1, moguće je odrediti traženu temperaturu na kraju dovođenja toplote. Polazeći od prirode procesa dovođenja toplote kod Otovog ciklusa, postavićemo jednačinu za dovedenu količinu toplote pri izohorskoj promeni stanja:

$$Q_{1,Otto} = Q_{1@V=const.} = m_{2-3} \cdot c_V \cdot \Delta T = m_{2-3} \cdot c_V \cdot (T_3 - T_2) \tag{2.130}$$

Očigledno, pored temperature T_3 na kraju izohorskog dovođenja toplote, nepoznata je i masa radne materije. Za određivanje mase radne materije iskoristićemo najpre pretpostavku o tome da nema promene mase radne materije tokom odvijanja kružnog ciklusa. Za svaku od karakterističnih tačaka radnog ciklusa, eksplicitno važi:

$$m_1 = m_2 = m_3 = m_4 \tag{2.131}$$

Masa radne materije se može odrediti iz jednačine stanja idealnog gasa za bilo koju od karakterističnih tačaka, pa npr. za kraj takta sabijanja važi sledeći izraz:

$$m_2 = \frac{p_2 \cdot V_2}{R \cdot T_2} \tag{2.132}$$

Zapremina na kraju sabijanja V_2 jednaka je kompresionoj zapremini V_C. Do vrednosti kompresione zapremine može se doći na osnovu ostalih geometrijskih parametara koji su dati u postavci zadatka – ukupne radne zapremine motora, broja cilindara i stepena sabijanja. Iz izraza za stepen sabijanja moguće je izraziti nepoznatu kompresionu zapreminu:

$$\varepsilon = \frac{V_{h1} + V_C}{V_C} \Rightarrow V_C = V_2 = \frac{V_{h1}}{\varepsilon - 1} = \frac{\frac{V_h}{z}}{\varepsilon - 1} = \frac{\frac{1372\ cm^3}{4}}{9{,}2 - 1} = 41{,}83 \cdot 10^{-6} m^3 \tag{2.133}$$

Zamenom u prethodni izraz, dobijamo i vrednost za masu radne materije:

$$m_2 = \frac{p_2 \cdot V_2}{R \cdot T_2} = \frac{22{,}35 \cdot 10^5 Pa \cdot 41{,}83 \cdot 10^{-6} m^3}{287\ \frac{J}{kgK} \cdot 723{,}98\ K} = 0{,}45 \cdot 10^{-3}\ kg \tag{2.134}$$

Sada se iz jednačine za dovedenu količinu toplote pri izohorskoj promeni stanja može odrediti nepoznata temperatura T_3:

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_{1@V=const.}}{m_1 \cdot c_V} = 723{,}98\ K + \frac{1040{,}714\ J}{0{,}45 \cdot 10^{-3}\ kg \cdot 717{,}857 \frac{J}{kgK}} = 3945{,}65\ K \tag{2.135}$$

Pošto je u pitanju izohorsko dovođenje toplote, zapremina u tački 3 je poznata, odnosno jednaka kompresionoj zapremini V_C. Vrednost pritiska na kraju dovođenja toplote određuje se iz jednačine stanja idealnog gasa:

$$p_3 = \frac{m_3 \cdot R \cdot T_3}{V_3} = \frac{m_3 \cdot R \cdot T_3}{V_C} \tag{2.136}$$

$$p_3 = \frac{0{,}45 \cdot 10^{-3}\ kg \cdot 287 \frac{J}{kgK} \cdot 3945{,}65\ K}{41{,}83 \cdot 10^{-6} m^3} = 121{,}82 \cdot 10^5 Pa = 121{,}82\ bar \tag{2.137}$$

c) Određivanje pritiska i temperature na kraju takta širenja

Pritisak na kraju izentropske promene stanja tokom takta širenja izračunava se sledećim izrazom:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa} \tag{2.138}$$

Kako je već pokazano, zapremina u tački 3 jednaka je kompresionoj zapremini, dok je zapremina na kraju ciklusa u tački 4, jednaka početnoj zapremini iz uslova da se radi o kružnom ciklusu:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \left(\frac{V_C}{V_1}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \left(\frac{V_C}{V_{h1} + V_C}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa} \tag{2.139}$$

Zamenom odgovarajućih vrednosti:

$$p_4 = 121{,}82 \cdot 10^5 Pa \cdot \left(\frac{1}{9{,}2}\right)^{1{,}4} = 5{,}45 \cdot 10^5 Pa = 5{,}45\ bar \tag{2.140}$$

Na isti način moguće je odrediti i temperaturu radne materije na kraju takta širenja:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa-1} = T_3 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} = 3945{,}65\ K \cdot \left(\frac{1}{9{,}2}\right)^{1{,}4-1} = 1624{,}06\ K \tag{2.141}$$

d) Određivanje količine odvedene toplote Q_2

Odvedena količina toplote određuje se na osnovu izraza za količinu toplote pri izohorskoj promeni stanja:

$$Q_{2,Otto} = Q_{2@V=idem.} = m_{4-1} \cdot c_V \cdot (T_4 - T_1) \tag{2.142}$$

Koristeći ponovo pretpostavku o nepromenjenoj masi radne materije tokom ciklusa, i uvođenjem prethodno izračunatih vrednosti za dve karakteristične temperature na početku i kraju procesa odvođenja toplote (T_4 i T_1), dobija se sledeća vrednost odvedene količine toplote:

$$Q_2 = m_1 \cdot c_V \cdot (T_4 - T_1) = 0{,}45 \cdot 10^{-3}\ kg \cdot 717{,}857 \frac{J}{kgK} \cdot (1624{,}06\ \ K - 298\ K) \tag{2.143}$$

$$Q_2 = 428{,}364\ J$$

e) Određivanje termodinamičkog stepena korisnosti η_t

Termodinamički stepen korisnosti Otovog ciklusa za hipotetički motor dat u postavci zadatka može se odrediti primenom definicije stepena korisnosti:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{428{,}364 J}{1040{,}714\ J} = 0{,}584 \tag{2.144}$$

f) Određivanje specifičnog rada ciklusa

Kao i u primeru koji se odnosio na Dizelov ciklus i u ovom slučaju ćemo srednji teorijski pritisak, tj. specifični rad idealnog termodinamičkog ciklusa, odrediti prema definiciji kao količnik rada koji je izvršio radni medijum u cilindru i radne zapremine:

$$p_t = \frac{W_t}{V_{h1}} = \frac{Q_1 - Q_2}{\frac{V_h}{z}} = \frac{1040{,}714\ J - 428{,}364\ J}{\frac{1372 \cdot 10^{-6} m^3}{4}} = 17{,}85 \cdot 10^5\ Pa = 17{,}85\ bar \tag{2.145}$$

2.27 Ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote – primer

Osnovni tehnički podaci za usisni benzinski motor dati su na sledeći način:

prečnik klipa: D=80,4 mm

hod klipa: s=55,0 mm
stepen sabijanja: ε=9,1

Termodinamički parametri na početku takta sabijanja su p_1=10⁵ Pa i T_1=298 K. Motor radi sa stehiometrijskom smešom λ=1,0. Donja toplotna moć goriva iznosi H_d=42,5 MJ/kg, a stehiometrijska količina vazduha potrebna za njegovo sagorevanje iznosi L_0=14,7 $kg,v/kg,g$. Pretpostaviti da je radni medijum čist vazduh (κ=1,4, c_p=1005 J/kgK, c_v=717,857 J/kgK, zanemariti učešće goriva i produkata sagorevanja, promenu sastava i mase radne materije). Motor radi po kombinovanom termodinamičkom ciklusu, pri čemu je maksimalni pritisak ograničen na $68\cdot10^5$ Pa. Neophodno je odrediti sledeće parametre:

a) temperaturu $T_{3'}$ i stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α;
b) količinu dovedene toplote Q_1, količinu dovedene toplote pri $V = idem.$ $Q_1{}'$ i količinu dovedene toplote pri $p = idem.$ $Q_1{}''$ i stepen ekspanzije pri izobarskom dovođenju toplote ρ;
c) termodinamički stepen korisnosti η_t;
d) specifični rad ciklusa p_t

Rešenje

Na početku će biti dat pregled podataka koji su određeni postavkom zadatka:

prečnik klipa:	D=80,4 mm
hod klipa:	s=55,0 mm
stepen sabijanja motora:	ε=9,1
pritisak na početku sabijanja:	p_1=10^5 Pa
temperatura na početku sabijanja:	T_1=298 K
gasna konstanta za vazduh:	R=287 $J/kg\,K$
eksponent izentrope za vazduh:	κ=1,4
spec. tplota pri V=$idem.$:	c_v=717,857 J/kgK
spec. tplota pri p=$idem.$:	c_p=1005,0 J/kgK
donja toplotna moć goriva:	H_d=42,5 MJ/kg
koef. viška vazduha:	λ=1,0
steh. količina vazduha:	L_0=14,7 kg/kg
maksimalni pritisak radne materije:	p_3=$p_{3'}$=$68{,}0\cdot10^5$ Pa

S obzirom na to da je postavkom zadatka definisan maksimalni pritisak ciklusa, to znači da su pritisci u tačkama 3' – na kraju izohorskog dovođenja toplote i u tački 3 – na kraju izobarskog dovođenja toplote unapred određeni i iznose u oba slučaja 68 bar.

a) Određivanje temperature $T_{3'}$ i stepena porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α

Temperatura na kraju izohorskog dovođenja toplote ne može se odrediti na osnovu odnosa toplota koje se dovode pri konstantnoj zapremini i konstatnom pritisku, kako je to pokazano u prethodnim primerima, kada su te vrednosti bile unapred date postavkom zadatka. U ovom slučaju se polazi od jednačine stanja idealnog gasa za tačku 3' u kojoj se završava izohorsko dovođenje toplote:

$$p_{3'} \cdot V_{3'} = m_{3'} \cdot R \cdot T_{3'} \qquad \Rightarrow \qquad T_{3'} = \frac{p_{3'} \cdot V_{3'}}{m_{3'} \cdot R} \tag{2.146}$$

Pritisak i gasna konstanta su poznati parametri, dok zapreminu i masu u tački 3' treba odrediti. Zapremina V_3 je jednaka zapremini V_2, odnosno prema karakteristici ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote, kompresionoj zapremini V_C. Pošto su poznata sva tri osnovna geometrijska parametra za dati hipotetički motor – prečnik i hod klipa i stepen sabijanja, moguće je odrediti vrednost nepoznate zapremine $V_{3'}$.

$$\varepsilon = \frac{V_{h1} + V_C}{V_C} \qquad \Rightarrow \qquad V_C = V_2 = V_{3'} = \frac{V_{h1}}{\varepsilon - 1} = \frac{\frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot s}{\varepsilon - 1} \tag{2.147}$$

Radna zapremina cilindra potpuno je određena prečnikom i hodom klipa:

$$V_{h1} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot s = \frac{(80{,}4\ mm)^2 \cdot \pi}{4} \cdot 55{,}0\ mm = 279{,}09\ cm^3 \tag{2.148}$$

Zamenom brojnih vrednosti za date geometrijske parametre motora, dobija se:

$$V_C = V_2 = V_{3'} = \frac{V_{h1}}{\varepsilon - 1} = \frac{279{,}09\ cm^3}{9{,}1 - 1} = 34{,}45\ cm^3 \tag{2.149}$$

Masa radne materije, prema već usvojenoj pretpostavci da gubitka radne materije nema, može se odrediti za bilo koju karakterističnu tačku u kojoj su definisani svi potrebni termodinamički parametri. Na primer, u početnoj tački ciklusa, iz jednačine stanja idealnog gasa sledi:

$$m_1 = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{p_1 \cdot (V_{h1} + V_C)}{R \cdot T_1} \tag{2.150}$$

$$m_1 = \frac{10^5 Pa \cdot (279{,}09 \cdot 10^{-6} m^3 + 34{,}45 \cdot 10^{-6} m^3)}{287 \frac{J}{kgK} \cdot 298\ K} = 0{,}366\ \cdot 10^{-3} kg \tag{2.151}$$

Pošto su poznati svi potrebni parametri, zamenom u jednačinu stanja idealnog gasa za tačku 3', dobija se tražena vrednost temperature radne materije u tački 3':

$$T_{3'} = \frac{p_{3'} \cdot V_{3'}}{m_{3'} \cdot R} = \frac{p_{3'} \cdot V_C}{m_1 \cdot R} = \frac{68{,}0 \cdot 10^5 Pa \cdot 34{,}45 \cdot 10^{-6} m^3}{0{,}366\ \cdot 10^{-3} kg \cdot 287 \frac{J}{kgK}} = 2226{,}81\ K \tag{2.152}$$

Matematički jednostavniji i racionalniji, ali manje transparentan pristup, kada je u pitanju krajnji izraz, podrazumevao bi direktnu zamenu pojedinih članova:

$$T_{3'} = \frac{p_{3'} \cdot V_{3'}}{m_{3'} \cdot R} = \frac{p_{3'} \cdot V_C}{\frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \cdot R} = T_1 \cdot \left[\frac{p_{3'}}{p_1}\right] \cdot \left[\frac{V_C}{V_1}\right] = T_1 \cdot \left[\frac{p_{3'}}{p_1}\right] \cdot \left[\frac{1}{\varepsilon}\right] \tag{2.153}$$

Konačno, zamenom brojnih vrednosti, dobija se:

$$T_{3'} = 298\ K \cdot \left[\frac{68{,}0\ bar}{1{,}0\ bar}\right] \cdot \left[\frac{1}{9{,}1}\right] = 2226{,}81\ K \tag{2.154}$$

Na sličan način, bez prethodnog izračunavanja pritiska u tački 2 kao međukorakom, može se odrediti i stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α. Pritisak u tački 2 na kraju sabijanja može se izraziti iz jednačine za promenu stanja pri izentropskom sabijanju:

$$p_1 \cdot V_1{}^{\kappa} = p_2 \cdot V_2{}^{\kappa} \qquad \Rightarrow \qquad p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa} = p_1 \cdot \left(\frac{V_{h1} + V_C}{V_C}\right)^{\kappa} = p_1 \cdot \varepsilon^{\kappa} \tag{2.155}$$

Ako se zatim prethodni izraz uvrsti u izraz za stepen porasta pritiska, dobija se direktno tražena vrednost stepena porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote:

$$\alpha = \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_{3'}}{p_2} = \frac{p_{3'}}{p_1 \cdot \varepsilon^{\kappa}} = \left[\frac{p_{3'}}{p_1}\right] \cdot \left[\frac{1}{\varepsilon^{\kappa}}\right] = \left[\frac{68{,}0\ bar}{1{,}0\ bar}\right] \cdot \left[\frac{1}{9{,}1^{1{,}4}}\right] = 3{,}089 \tag{2.156}$$

b) Određivanje količine dovedene toplote Q_1, količine dovedene toplote pri $V = idem.$ $Q_1{}'$ i količine dovedene toplote pri $p = idem.$ $Q_1{}''$ i stepena ekspanzije pri izobarskom dovođenju toplote ρ

Ova tačka proračuna je složenija nego do sada prikazani pristupi u proračunu pojedinih parametara termodinamičkih ciklusa jer se traže podaci koji su u prethodnim primerima bili eksplicitno zadati. Najpre treba postaviti pitanje kako se određuje količina dovedene toplote. Očigledno, podaci nisu dati proizvoljno, već se za svaki od primera brojne vrednosti određuju tako da odgovaraju realnim i očekivanim granicama za datu kategoriju motora za koju se sprovodi proračun termodinamičkog ciklusa.

Polazi se od pretpostavke da hipotetički motor u svakom ciklusu usisava masu gasa m_1, odnosno, zanemaruje se realnost procesa izmene radne materije (strujni gubici na razvodnim organima, zaostali produkti sagorevanja...). U tom slučaju količina dovedene toplote Q_1 može se odrediti na osnovu karakteristike goriva (donja toplotna moć H_d), stehiometrijske količine vazduha L_0 i zadatog sastava smeše (koef. viška vazduha λ).

Iz izraza za koeficijent viška vazduha λ, moguće je odrediti masu goriva m_g koja učestvuje u sagorevanju kod realnog motora, odnosno čijim se sagorevanjem oslobađa ekvivalentna količina toplote Q_1 kojom se kod idealnog termodinamičkog ciklusa zamenjuje sagorevanje.

$$\lambda = \frac{m_v}{m_g \cdot L_0} \quad \longrightarrow \quad m_g = \frac{m_v}{\lambda \cdot L_0} \tag{2.157}$$

Na osnovu ovako definisane mase goriva koja sa vazduhom formira smešu, moguće je odrediti ukupnu količinu toplote koja se dovodi ciklusu, ako se iskoristi podatak o donjoj toplotnoj moći goriva, a za masu vazduha usvoji masa gasa na početku ciklusa:

$$Q_1 = H_d \cdot m_g = H_d \cdot \frac{m_v}{\lambda \cdot L_0} = H_d \cdot \frac{m_1}{\lambda \cdot L_0} \tag{2.158}$$

Zamenom odgovarajućih brojnih vrednosti dobija se tražena ukupna količina dovedene toplote Q_1:

$$Q_1 = 42{,}5 \cdot 10^6\, J \cdot \frac{0{,}366 \ \cdot 10^{-3} kg}{1{,}0 \cdot 14{,}7 \frac{kg,v}{kg,g}} = 1058{,}16\, J \tag{2.159}$$

U drugom koraku neophodno je odrediti pojedinačne vrednosti količine toplote koja se dovodi tokom izohorske i izobarske promene stanja. Polazeći od pretpostavke da nema promene mase tokom odvijanja ciklusa i da se dovedena količina goriva zanemaruje u odnosu na masu gasa (vazduha), količina toplote koja se dovodi pri izohorskoj promeni stanja iznosi:

$$Q'_{1,K} = Q_{1@V=idem.} = m_{2-3'} \cdot c_V \cdot \Delta T = m_1 \cdot c_V \cdot (T_{3'} - T_2) \tag{2.160}$$

Temperatura T_2 izračunava se primenom poznatog izraza za izentropsku promenu stanja:

$$T \cdot V^{\kappa-1} = idem. \tag{2.161}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} = 298\, K \cdot 9{,}1^{1{,}4-1} = 720{,}83\, K \tag{2.162}$$

Zamenom brojnih vrednosti, dobija se:

$$Q'_{1,K} = m_1 \cdot c_V \cdot (T_{3'} - T_2) = \tag{2.163}$$

$$Q'_{1,K} = 0{,}366 \ \cdot 10^{-3} kg \cdot 717{,}857 \frac{J}{kgK} \cdot (2226{,}81\, K - 720{,}83\, K) = 395{,}67\, J$$

Količina toplote koja se dovodi pri izobarskoj promeni stanja određuje se iz bilansa ukupne dovedene količine toplote i dela koji se dovodi pri izohorskom procesu:

$$Q''_{1,K} = Q_{@p=idem.} = Q_{1,komb} - Q_{1',komb} = 1058{,}16\,J - 395{,}67\,J = 662{,}49\,J \tag{2.164}$$

Stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote predstavlja odnos zapremina na kraju i početku procesa izobarskog dovođenja toplote:

$$\rho = \frac{V_3}{V_{3'}} = \frac{V_3}{V_2} = \frac{V_3}{V_C} \tag{2.165}$$

Očigledno, neophodno je odrediti vrednost zapremine V_3. Ona se može izraziti iz jednačine stanja idealnog gasa:

$$V_3 = \frac{m_3 \cdot R \cdot T_3}{p_3} \tag{2.166}$$

Temperatura u tački 3 može se odrediti iz izraza za izračunavanje količine toplote dovedene pri izobarskoj promeni stanja:

$$T_3 = T_{3'} + \frac{Q_{1''}}{m_1 \cdot c_p} = 2226{,}81\,K + \frac{662{,}49\,J}{0{,}366\ \cdot 10^{-3} kg \cdot 1005\,\frac{J}{kgK}} = 4027{,}88\,K \tag{2.167}$$

$$V_3 = \frac{m_3 \cdot R \cdot T_3}{p_3} = \frac{0{,}366\ \cdot 10^{-3} kg \cdot 287\,\frac{J}{kgK} \cdot 4027{,}88\,K_3}{68{,}0 \cdot 10^5 Pa} = 62{,}22 \cdot 10^{-6} m^3 \tag{2.168}$$

Zamenom u izraz za stepen širenja dobija se:

$$\rho = \frac{V_3}{V_C} = \frac{62{,}22 \cdot 10^{-6} m^3}{34{,}45 \cdot 10^{-6} m^3} = 1{,}806 \tag{2.169}$$

c) Određivanje termodinamičkog stepena korisnosti η_t

Stepen korisnosti ciklusa može se odrediti po definiciji na osnovu poznatih vrednosti dovedene i odvedene količine toplote. Za određivanje odvedene količine toplote Q_2, neophodno je poznavati temperaturu na kraju procesa izentropskog širenja T_4:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa-1} = T_3 \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_C}{V_4}\right)^{\kappa-1} = T_3 \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_C}{V_1}\right)^{\kappa-1} = T_3 \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_C}{V_{h1} + V_C}\right)^{\kappa-1} \tag{2.170}$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} = 4027{,}88\,K \cdot \left(\frac{1{,}806}{9{,}1}\right)^{1{,}4-1} = 2109{,}34\,K \tag{2.171}$$

Odvedena količina toplote određuje se izrazom za količinu toplote pri izohorskoj promeni stanja:

$$Q_{2,K} = Q_{2@V=idem.} = m_{4-1} \cdot c_V \cdot \Delta T = m_{4-1} \cdot c_V \cdot (T_4 - T_1) \tag{2.172}$$

Zamenom, dobija se sledeća vrednost za odvedenu količinu toplote:

$$Q_{2,K} = 0{,}366 \cdot 10^{-3} kg \cdot 717{,}857 \frac{J}{kgK} \cdot (2109{,}34\,K - 298\,K) = 475{,}903\,J \tag{2.173}$$

Stepen korisnosti, sada izračunavamo koristeći poznati izraz:

$$\eta_{t,K} = \frac{Q_{1,K} - Q_{2,K}}{Q_{1,K}} = 1 - \frac{Q_{2,K}}{Q_{1,K}} = 1 - \frac{475{,}903\,J}{1058{,}16\,J} = 0{,}550 \tag{2.174}$$

S obzirom na to da su već poznate vrednosti za stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α i vrednosti za stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote ρ, u ovom konkretnom primeru možemo iskoristiti i izraz za direktno određivanje termodinamičkog stepena korisnosti:

$$\eta_{t,k} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \rho^{\kappa} - 1}{[\alpha - 1 + \kappa \cdot \alpha \cdot (\rho - 1)]} =$$

$$\eta_{t,k} = 1 - \frac{1}{9{,}1^{1{,}4-1}} \cdot \frac{3{,}089 \cdot 1{,}806^{1{,}4} - 1}{[3{,}089 - 1 + 1{,}4 \cdot 3{,}089 \cdot (1{,}806 - 1)]} = 0{,}550 \tag{2.175}$$

d) Određivanje specifičnog rada ciklusa p_t

Specifični rad ciklusa, tj. srednji teorijski pritisak, odredićemo primenom osnovnog izraza:

$$p_{t,K} = \frac{W_{t,K}}{V_{h1}} = \frac{Q_{1,K} - Q_{2,K}}{V_{h1}} = \frac{1058{,}16\,J - 475{,}903\,J}{279{,}09 \cdot 10^{-6}\,m^3} =$$

$$p_{t,K} = 20{,}86 \cdot 10^5\,Pa = 20{,}86\,bar \tag{2.176}$$

2.28 Ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote – Kako promena maksimalnog pritiska utiče na ekonomičnost ciklusa?

Uticaj promene maksimalnog pritiska na ekonomičnost ciklusa vrlo je interesantan problem u motorskoj tehnici jer na vrednost maksimalnog pritiska utiče način dovođenja toplote. Dinamika sagorevanja kod realnog radnog procesa motora definiše vrednost maksimalnog pritiska u cilindru, a kod hipotetičkog motora koji radi po idealnom termodinamičkom ciklusu, realna dinamika sagorevanja zamenjuje se nekim od poznatih, diskretnih oblika dovođenja toplote. U konkretnom slučaju, biće razmotren ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote, kod koga odnos u kome stoje količine toplote dovedene pri izohorskom i izobarskom delu visokopritisnog dela ciklusa utiču na vrednost maksimalnog pritiska. Očekivano, promena maksimalnog pritiska utiče na temperaturu u tačkama 3' i 3, na vrednosti pritiska i temperature na kraju širenja, a posredno i na količinu odvedene toplote i stepen korisnosti.

Sledeći primer će biti iskorišćen da se praktično razmotri ovaj slučaj.

Zadatak

Četvorocilindarski usisni benzinski motor ima radnu zapreminu V_h=1298 cm^3 i stepen sabijanja ε=9,5. Motor radi sa stehiometrijskom smešom (λ=1,0). Maksimalni pritisak u cilindru ograničen je na $70 \cdot 10^5$ Pa.

Izmenom regulacije radnog procesa maksimalni pritisak je dodatno smanjen na $62 \cdot 10^5$ Pa. Sastav smeše i stepen sabijanja ostali su nepromenjeni.

Termodinamički parametri na početku takta sabijanja u oba slučaja su isti p_1=10^5 Pa i T_1=298 K. Donja toplotna moć goriva je H_d=42,5 MJ/kg, a stehiometrijska količina vazduha potrebna za njegovo sagorevanje iznosi L_0=14,7 kg/kg. Pretpostaviti da je radni medijum čist vazduh κ=1,4, c_p=1005 J/kgK, c_v=717,857 J/kgK, zanemariti učešće goriva i produkata sagorevanja, promenu sastava i gubitak radne materije).

Neophodno je odrediti:

a) promenu temperature $T_{3'}$ i stepena porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α;
b) promenu količine toplote $Q_{1''}$ i stepen ekspanzije pri izobarskom dovođenju toplote ρ;
c) promenu pritiska i temperature na kraju takta širenja p_4 i T_4 (pretpostaviti izentropsku promenu stanja);
d) promenu termodinamičkog stepena korisnosti η_t;

Rešenje

Kao i u prethodnim primerima, neophodno je odrediti masu radne materije u radnom ciklusu hipotetičkog motora. Ona će biti određena iz jednačine stanja idealnog gasa za početnu tačku ciklusa. Osim termodinamičkih parametara sredine, koji se uzimaju ujedno i kao stanje u početnoj tački termodinamičkog ciklusa motora, neophodno je odrediti i zapreminu cilindra. Zapremina cilindra u tački 1 jednaka je zbiru radne zapremine i kompresione zapremine cilindra:

$$V_1 = V_{h1} + V_C \tag{2.177}$$

Radna zapremina jednog cilindra određuje se iz ukupne radne zapremine motora:

$$V_{h1} = \frac{V_h}{z} = \frac{1298\ cm^3}{4} = 324{,}5\ cm^3 \tag{2.178}$$

Iz izraza za stepen sabijanja moguće je izraziti nepoznatu kompresionu zapreminu:

$$\varepsilon = \frac{V_{h1} + V_C}{V_C} \Rightarrow V_C = \frac{V_{h1}}{\varepsilon - 1} = \frac{\frac{V_h}{z}}{\varepsilon - 1} = \frac{\frac{1298\ cm^3}{4}}{9{,}5 - 1} = 38{,}17\ cm^3 \tag{2.179}$$

Ukupna zapremina cilindra se dobija iz prethodno određenih vrednosti:

$$V_1 = V_{h1} + V_C = 324{,}5\ cm^3 + 38{,}17\ cm^3 = 362{,}67\ cm^3 = 362{,}67 \cdot 10^{-6}\ m^3 \tag{2.180}$$

Iz jednačine stanja idealnog gasa za početnu tačku ciklusa određuje se masa gasa u cilindru:

$$p_1 \cdot V_1 = m_1 \cdot R \cdot T_1 \Rightarrow m_1 = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \tag{2.181}$$

Zamenom brojnih vrednosti za pritisak, temperaturu, zapreminu i gasnu konstantu, dobija se i vrednost za masu gasa na početku ciklusa:

$$m_1 = \frac{10^5 Pa \cdot 362{,}67 \cdot 10^{-6}\, m^3}{287\ \frac{J}{kgK} \cdot 298\, K} = 0{,}424 \cdot 10^{-3}\, kg \tag{2.182}$$

Za određivanje vrednosti temperature na kraju izohorskog dovođenja toplote i vrednosti stepena porasta pritiska, neophodno je poznavanje pritiska i temperature na kraju takta sabijanja. Do oba parametra, kao i u prethodnim primerima, dolazi se primenom osnovnog izraza za izentropsku promenu stanja tokom takta sabijanja:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa} = p_1 \cdot \varepsilon^{\kappa} = 10^5 Pa \cdot 9{,}5^{1{,}4} = 23{,}37 \cdot 10^5 Pa = 23{,}38\, bar \tag{2.183}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} = 298\, K \cdot 9{,}5^{1{,}4-1} = 733{,}34\, K \approx 733\, K \tag{2.184}$$

S obzirom na to da je maksimalni pritisak ograničen (Sabathe ciklus, kombinovani ciklus, *Dual Air Cycle*), neophodno je odrediti količinu toplote dovedenu pri konstantnoj zapremini (izohorski proces, *V=idem.*) $Q_1{'}$ i količinu dovedenu pri konstantnom pritisku p_3 (izobarski proces, $p = idem.$) $Q_1{''}$. U sledećem koraku, najpre će biti određena ukupna količina toplote koja se dovodi ciklusu.

Određivanje dovedene količine toplote Q_1:

Da bi se odredila ukupna količina dovedene toplote Q_1, polazi se od pretpostavke da motor u svakom ciklusu na početku ciklusa raspolaže masom gasa m_1, odnosno, zanemaruje se realnost procesa izmene radne materije (strujni gubici na razvodnim organima, zaostali produkti sagorevanja...). U tom slučaju količina dovedene toplote Q_1 može se odrediti na osnovu karakteristike goriva (donja toplotna moć H_d), stehiometrijske količine vazduha L_0 i zadatog sastava smeše (koef. viška vazduha λ).

Iz izraza za koeficijent viška vazduha λ, moguće je odrediti masu goriva m_g čijim bi sagorevanjem bila oslobođena toplota ekvivalentna dovedenoj količini toplote Q_1. Kao i u prethodnom primeru, biće iskorišćen izraz za koeficijent viška vazduha λ, iz koga se može izračunati, najpre masa goriva, a odatle i ukupna dovedena količina toplote:

$$\lambda = \frac{m_v}{m_g \cdot L_0} \quad \longrightarrow \quad m_g = \frac{m_v}{\lambda \cdot L_0} \tag{2.185}$$

Iz poznate mase goriva i donje toplotne moći goriva, dobija se ukupna dovedena količina toplote:

$$Q_1 = H_d \cdot m_g = H_d \cdot \frac{m_v}{\lambda \cdot L_0} = H_d \cdot \frac{m_1}{\lambda \cdot L_0} \tag{2.186}$$

$$Q_1 = 42{,}5 \cdot 10^6\, J \cdot \frac{0{,}424 \cdot 10^{-3}\, kg}{1{,}0 \cdot 14{,}7 \frac{kg,v}{kg,g}} = 1225.85\, J \tag{2.187}$$

a) Određivanje temperature $T_{3'}$ i stepena porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote α

Pritisak na kraju procesa izohorskog dovođenja toplote p_3 zadat je postavkom zadatka, ograničen je i iznosi 70 bar. Temperaturu $T_{3'}$ moguće je odrediti iz jednačine stanja idealnog gasa za tačku 3.

U slučaju ciklusa sa maksimalnim pritiskom od 70 bar:

$$T_{3'@70bar} = \frac{p_{3'} \cdot V_{3'}}{m_{3'} \cdot R} = \frac{p_3 \cdot V_2}{m_1 \cdot R} = \frac{p_3 \cdot V_C}{m_1 \cdot R} = \tag{2.188}$$

$$T_{3'@70bar} = \frac{70 \cdot 10^5 Pa \cdot 38,17 \ \cdot \ 10^{-6}\, m^3}{0,424 \cdot 10^{-3}\ kg \cdot 287\ \frac{J}{kgK}} = 2195,69\ K$$

Stepen porasta pritiska za slučaj sa maksimalnim pritiskom od 70 *bar*:

$$\alpha_{@70bar} = \frac{p_{3'}}{p_2} = \frac{p_3}{p_2} = \frac{70 \cdot 10^5 Pa}{23,38 \cdot 10^5 Pa} = 2,994 \tag{2.189}$$

Dovedena količina toplote pri izohorskom procesu određuje se poznatim izrazom:

$$Q_{1'@70bar} = m_{2-3'} \cdot c_V \cdot \Delta T = m_1 \cdot c_V \cdot (T_{3'} - T_2) \tag{2.190}$$

$$Q_{1'@70bar} = 0,424 \cdot 10^{-3}\ kg \cdot 717,857 \frac{J}{kgK} \cdot (2195,69\ K - 733,34\ K)$$
$$= 445,097\ J$$

Dovedena količina toplote pri izobarskom procesu jednaka je razlici ukupne količine dovedene toplote i toplote dovedene pri izohorskom procesu:

$$Q_{1''@70bar} = Q_1 - Q_{1'@70bar} = 1225.85\ J - 445,097\ J = 780,753\ J \tag{2.191}$$

Temperatura na kraju izobarskog dovođenja toplote određuje se iz izraza za dovedenu količinu toplote pri izobarskom dovođenju toplote:

$$Q_{1''@70bar.} = m_1 \cdot c_p \cdot \left(T_3 - T_{3'@70bar}\right) \ \Rightarrow T_{3@70bar} = T_{3'@70bar} + \frac{Q_{1''@70bar}}{m_1 \cdot c_p} \tag{2.192}$$

$$\Rightarrow T_{3@70bar} = 2195,69\ K + \frac{780,753\ J}{0,424 \cdot 10^{-3}\ kg \cdot 1005 \frac{J}{kgK}} = 4027,93\ K$$

$$V_{3@70bar} = \frac{m_3 \cdot R \cdot T_{3@70bar}}{p_3} = \frac{m_1 \cdot R \cdot T_{3@70bar}}{p_3} \tag{2.193}$$

$$V_{3@70bar} = \frac{0,424 \cdot 10^{-3}\ kg \cdot 287 \frac{J}{kgK} \cdot 4027,93\ K_3}{70 \cdot 10^5 Pa} = 70,02 \cdot 10^{-6} m^3$$

Stepen porasta zapremine (širenja) pri izobarskom dovođenju toplote dobija se zamenom dobijenih brojnih vrednosti u sledeći izraz:

$$\rho_{@70bar} = \frac{V_{3@70bar}}{V_C} = \frac{70,02 \cdot 10^{-6} m^3}{38,17 \ \cdot 10^{-6} m^3} = 1,834 \tag{2.194}$$

Pritisak na kraju širenja određuje se iz poznatih izraza za izentropsku promenu stanja:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_C}{V_4}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_C}{V_1}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_C}{V_{h1} + V_C}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{\kappa} \tag{2.195}$$

$$p_{4@70bar} = p_3 \cdot \left(\frac{\rho_{@70bar}}{\varepsilon}\right)^{\kappa}$$
$$p_{4@70bar} = 70 \cdot 10^5 Pa \cdot \left(\frac{1,834}{9,5}\right)^{1,4} = 6.999 \cdot 10^5 Pa = 6.999\ bar \tag{2.196}$$

Istom transformacijom, dolazi se i do izraza za temperaturu na kraju izentropskog širenja:

$$T_{4@70bar} = T_3 \cdot \left(\frac{\rho_{@70bar}}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} = 4027,93\ K \cdot \left(\frac{1,834}{9,5}\right)^{1,4-1} = 2086,18\ K \tag{2.197}$$

Termodinamički stepen korisnosti i srednji teorijski pritisak određuju se na osnovu izračunatih vrednosti za stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote i stepena širenja pri izobarskom dovođenju toplote, direktnom primenom sledećih izraza za slučaj ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \rho^{\kappa} - 1}{\alpha - 1 + \kappa \cdot \alpha \cdot (\rho - 1)} \tag{2.198}$$

$$\eta_{t@70bar} = 1 - \frac{1}{9,5^{1,4-1}} \cdot \frac{2,994 \cdot 1,834^{1,4} - 1}{2,994 - 1 + 1,4 \cdot 2,994 \cdot (1,834 - 1)} = 0,556$$

$$p_{t,K} = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \{\varepsilon^{\kappa-1} \cdot [\kappa \cdot \alpha(\rho - 1) + \alpha - 1] + 1 - \alpha \cdot \rho^{\kappa}\} \tag{2.199}$$

$$p_{t@70bar} = \frac{10^5 Pa}{1,4 - 1} \cdot \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot$$
$$\cdot \{9,5^{1,4-1} \cdot [1,4 \cdot 2,994 \cdot (1,834 - 1) + 2,994 - 1] + 1 - 2,994 \cdot 1,834^{1,4}\} = \tag{2.200}$$
$$p_{t@70bar} = 20,98\ \cdot 10^5 Pa = 20,98\ bar$$

U slučaju sa sniženom vrednošću maksimalnog pritiska tokom ciklusa od 62 *bar*, biće primenjen sličan postupak, s tim što se za pojedine veličine, proračun može pojednostaviti primenom proporcija.

Za temperaturu na kraju izohorskog dovođenja toplote, umesto jednačine stanja za novu vrednost graničnog pritiska, može se postaviti jednostavna proporcija do koje se dolazi deljenjem jednačina stanja za dve različite vrednosti maksimalnog pritiska:

$$T_{3'@62bar} = \frac{p_{3'@62bar} \cdot V_{3'}}{m_{3'} \cdot R} = \frac{p_{3'@62bar} \cdot V_C}{m_1 \cdot R} \tag{2.201}$$

$$T_{3'@70bar} = \frac{p_{3'@70bar} \cdot V_C}{m_1 \cdot R} \tag{2.202}$$

$$\Rightarrow T_{3'@62bar} = T_{3'@70bar} \cdot \frac{p_{3'@62bar}}{p_{3'@70bar}} = 2195,69\ K \cdot \frac{62 \cdot 10^5 Pa}{70 \cdot 10^5 Pa} = 1944,75\ \text{K} \tag{2.203}$$

Stepen porasta pritiska u slučaju sa maksimalnim pritiskom od 62 *bar*:

$$\alpha_{@62bar} = \frac{p_{3'}}{p_2} = \frac{p_3}{p_2} = \frac{62 \cdot 10^5 Pa}{23{,}38 \cdot 10^5 Pa} = 2{,}652 \tag{2.204}$$

Dovedena količina toplote pri izohorskom i izobarskom procesu određuje se poznatim izrazima:

$$Q_{1'@62bar} = m_{2-3'} \cdot c_V \cdot \Delta T = m_1 \cdot c_V \cdot (T_{3'} - T_2) \tag{2.205}$$

$$Q_{1'@62bar} = 0{,}424 \cdot 10^{-3}\, kg \cdot 717{,}857 \frac{J}{kgK} \cdot (1944{,}75\, \text{K} - 733{,}34\, K)$$
$$= 368{,}718\, J$$

$$Q_{1''@62bar} = Q_1 - Q_{1'@70bar} = 1225.85\, J - 368{,}718\, J = 857{,}132\, J \tag{2.206}$$

Temperatura na kraju izobarskog dovođenja toplote određuje se iz izraza za dovedenu količinu toplote pri izobarskom dovođenju toplote:

$$Q_{1''@62bar.} = m_1 \cdot c_p \cdot \left(T_3 - T_{3'@62bar}\right) \Rightarrow T_{3@62bar} = T_{3'@62bar} + \frac{Q_{1''@62bar}}{m_1 \cdot c_p} \tag{2.207}$$

$$\Rightarrow T_{3@62bar} = 1944{,}75\, \text{K} + \frac{857{,}132\, J}{0{,}424 \cdot 10^{-3}\, kg \cdot 1005 \frac{J}{kgK}} = 3956{,}23\, K$$

$$V_{3@62bar} = \frac{m_3 \cdot R \cdot T_{3@62bar}}{p_{3@62bar}} = \frac{m_1 \cdot R \cdot T_{3@62bar}}{p_{3@62bar}} \tag{2.208}$$

$$V_{3@62bar} = \frac{0{,}424 \cdot 10^{-3}\, kg \cdot 287 \frac{J}{kgK} \cdot 3956{,}23\, K}{62 \cdot 10^5 Pa} = 77{,}64 \cdot 10^{-6} m^3$$

Stepen porasta zapremine (širenja) pri izobarskom dovođenju toplote dobija se zamenom dobijenih brojnih vrednosti u sledeći izraz:

$$\rho_{@62bar} = \frac{V_{3@62bar}}{V_C} = \frac{77{,}64 \cdot 10^{-6} m^3}{38{,}17 \cdot 10^{-6} m^3} = 2{,}034 \tag{2.209}$$

Pritisak i temperatura na kraju širenja određuju se iz izraza za izentropsku promenu stanja za slučaj kombinovanog ciklusa:

$$p_{4@62bar} = p_{3@62bar} \cdot \left(\frac{\rho_{@62bar}}{\varepsilon}\right)^{\kappa} = 62 \cdot 10^5 Pa \cdot \left(\frac{2{,}034}{9{,}5}\right)^{1{,}4} \tag{2.210}$$

$$p_{4@62bar} = p_{3@62bar} = 7{,}165\ \cdot 10^5 Pa = 7{,}166\ \ bar$$

$$T_{4@62bar} = T_{3@62bar} \cdot \left(\frac{\rho_{@62bar}}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} = 3956{,}23\, K \cdot \left(\frac{2{,}034}{9{,}5}\right)^{1{,}4-1} = 2135{,}66\ \ K \tag{2.211}$$

Termodinamički stepen korisnosti i srednji teorijski pritisak određuju se na osnovu izračunatih vrednosti za stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote i stepena širenja pri izobarskom dovođenju toplote, direktnom primenom sledećih izraza za slučaj ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\alpha \cdot \rho^{\kappa} - 1}{\alpha - 1 + \kappa \cdot \alpha \cdot (\rho - 1)} \tag{2.212}$$

$$\eta_{t@62bar} = 1 - \frac{1}{9{,}5^{1{,}4-1}} \cdot \frac{2{,}652 \cdot 2{,}034^{1{,}4} - 1}{2{,}652 - 1 + 1{,}4 \cdot 2{,}652 \cdot (2{,}034 - 1)} = 0{,}544$$

$$p_{t,K} = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \{\varepsilon^{\kappa-1} \cdot [\kappa \cdot \alpha(\rho - 1) + \alpha - 1] + 1 - \alpha \cdot \rho^{\kappa}\} \tag{2.213}$$

$$p_{t@62bar} = \frac{10^5 Pa}{1{,}4 - 1} \cdot \frac{9{,}5}{9{,}5 - 1} \cdot$$

$$\cdot \{9{,}5^{1{,}4-1} \cdot [1{,}4 \cdot 2{,}652 \cdot (2{,}034 - 1) + 2{,}652 - 1] + 1 - 2{,}652 \cdot 2{,}034^{1{,}4}\}$$

$$p_{t@62bar} = 20{,}52 \cdot 10^5 Pa = 20{,}52\ bar$$

Konačno, treba pokazati kolike su očekivane relativne promene termodinamičkog stepena korisnosti i srednjeg teorijskog pritiska, tj. specifičnog rada ciklusa. Na osnovu izračunatih vrednosti srednjeg teorijskog pritiska za dva slučaja maksimalnog pritiska u ciklusu, postavićemo sledeći izraz za relativnu promenu izraženu u procentima:

$$\delta_{\eta_t} = \frac{\eta_{t@70bar} - \eta_{t@62bar}}{\eta_{t@70bar}} \cdot 100 = \frac{0{,}556 - 0{,}544}{0{,}556} \cdot 100 = 2{,}158\% \tag{2.214}$$

$$\delta_{p_t} = \frac{p_{t@70bar} - p_{t@62bar}}{p_{t@70bar}} \cdot 100 = \frac{20{,}98\ bar - 20{,}52\ bar}{20{,}98\ bar} \cdot 100 = 2{,}19\% \tag{2.215}$$

Zaključak koji se može izvesti jeste da se pri sniženju maksimalnog pritiska ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote od oko 11,4%, može očekivati sniženje i termodinamičkog stepena korisnosti za 2,16% i srednjeg teorijskog pritiska za po 2,19%.

2.29 Otov ciklus – Kako promena stepena sabijanja utiče na termodinamičke parametre i ekonomičnost ciklusa?

Uticaj promene stepena sabijanja na ekonomičnost ciklusa već je načelno razmotrena. Međutim, interesantno je analizirati kako promena stepena sabijanja, osim na ekonomičnost, utiče i na pritiske i temperature u karakterističnim tačkama ciklusa.

U konkretnom slučaju, biće razmotren Otov ciklus sa izohorskim dovođenjem toplote. Očekivano, promena stepena sabijanja uticaće na pritisak i temperaturu na kraju takta sabijanja, a u sledećem primeru biće razmotrene i promene drugih parametara.

Zadatak

Četvorocilindarski usisni benzinski motor ima radnu zapreminu V_h=1398 cm^3 i stepen sabijanja ε=10,0. Tokom sagorevanja dovedena je količina toplote Q_1=1312,738 J. Rekonstrukcijom cilindarske glave stepen sabijanja je snižen na ε=11,3.

Termodinamički parametri na početku takta sabijanja u oba slučaja su isti p_1=10^5 Pa i T_1=298 K. Donja toplotna moć goriva je H_d=42,5 MJ/kg, a stehiometrijska količina vazduha potrebna za njegovo sagorevanje iznosi L_0=14,7 kg/kg. Pretpostaviti da je radni medijum čist vazduh (κ=1,4, c_p=1005 J/kgK,

c_v=717,857 J/kgK, zanemariti učešće goriva i produkata sagorevanja, promenu sastava i gubitak radne materije).

Neophodno je odgovoriti na pitanja i odrediti sledeće parametre:

a) Da li se usled promene stepena sabijanja menja masa radne materije?
b) promenu porasta pritiska pri dovođenju toplote α;
c) promenu pritiska i temperature na kraju takta širenja p_4 i T_4 (pretpostaviti izentropsku promenu stanja);
d) promenu odvedene količine toplote, termodinamičkog stepena korisnosti η_t i specifičnog rada ciklusa p_t.

Proračun će biti sproveden za dve vrednosti stepena sabijanja:

$$\varepsilon_1 = 10,0 \tag{2.216}$$

$$\varepsilon_2 = 11,3 \tag{2.217}$$

a) Da li se usled promene stepena sabijanja menja masa radne materije?

Da bismo dali odgovor na pitanje da li se menja masa radne materije, neophodno je postaviti jednačinu stanja za oba slučaja.

$$p_1 \cdot V_1 = m_1 \cdot R \cdot T_1 \;\Rightarrow\; m_1 = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \tag{2.218}$$

Ukupna zapremina cilindra u početnoj tački ciklusa jednaka je zbiru radne zapremine, koja je u oba slučaja ista, i kompresione zapremine, koja će nužno biti različita zbog promene stepena sabijanja. Iz izraza za stepen sabijanja, sledi izraz iz koga se vidi zavisnost kompresione zapremine od radne zapremine i stepena sabijanja:

$$\varepsilon = \frac{V_{h1} + V_C}{V_C} \;\Rightarrow\; V_C = \frac{V_{h1}}{\varepsilon - 1} \tag{2.219}$$

Primenom ovog izraza može se izračunati kompresiona zapremina za oba slučaja:

$$V_{C@\varepsilon_1} = \frac{V_{h1}}{\varepsilon_1 - 1} = \frac{\frac{V_h}{z}}{\varepsilon_1 - 1} = \frac{\frac{1398\ cm^3}{4}}{10,0 - 1} = 38,83\ cm^3 = 38,83 \cdot 10^{-6}\ m^3 \tag{2.220}$$

$$V_{C@\varepsilon_2} = \frac{V_{h1}}{\varepsilon_2 - 1} = \frac{\frac{V_h}{z}}{\varepsilon_2 - 1} = \frac{349,5\ cm^3}{11,3 - 1} = 33,93\ cm^3 = 33,93 \cdot 10^{-6}\ m^3 \tag{2.221}$$

Zapremine na početku ciklusa u oba slučaja biće:

$$V_{1@\varepsilon_1} = V_{h1} + V_{C@\varepsilon_1} = 349,5\ cm^3 + 38,83\ cm^3 = 388,33\ cm^3 \tag{2.222}$$

$$V_{1@\varepsilon_2} = V_{h1} + V_{C@\varepsilon_2} = 349,5\ cm^3 + 33,93\ cm^3 = 383,43\ cm^3 \tag{2.223}$$

Masa radne materije je očigledno različita, i za oba slučaja iznosi:

$$m_{1@\varepsilon_1} = \frac{p_1 \cdot V_{1@\varepsilon_1}}{R \cdot T_1} = \frac{10^5 Pa \cdot 388,33 \cdot 10^{-6} m^3}{287\ \frac{J}{kgK} \cdot 298\ K} = 0,454 \cdot 10^{-3}\ kg \tag{2.224}$$

$$m_{1@\varepsilon_2} = \frac{p_1 \cdot V_{1@\varepsilon_2}}{R \cdot T_1} = \frac{10^5 Pa \cdot 383{,}43\ cm^3 \cdot 10^{-6} m^3}{287\ \frac{J}{kgK} \cdot 298\ K} = 0{,}448 \cdot 10^{-3}\ kg \tag{2.225}$$

Odavde se zaključuje da pri nepromenjenim početnim uslovima i pri istoj, nepromenjenoj radnoj zapremini (nepromenjeni prečnik i hod klipa), sa povećanjem stepena sabijanja, masa radne materije na početku ciklusa opada.

b) Određivanje promene porasta pritiska pri dovođenju toplote α

Kako se menjaju pritisak i temperatura na kraju izentropskog sabijanja, koji će biti potrebni za proračune u sledećim koracima, vidi se iz poznatih izraza za izentropsku promenu stanja:

$$p_{2@\varepsilon_1} = p_1 \cdot {\varepsilon_1}^{\kappa} = 10^5 Pa \cdot 10{,}0^{1,4} = 25{,}12 \cdot 10^5 Pa = 25{,}12\ bar \tag{2.226}$$

$$T_{2@\varepsilon_1} = T_1 \cdot {\varepsilon_1}^{\kappa-1} = 298\ K \cdot 10{,}0^{1,4-1} = 748{,}54\ K \tag{2.227}$$

$$p_{2@\varepsilon_2} = p_1 \cdot {\varepsilon_2}^{\kappa} = 10^5 Pa \cdot 11{,}3^{1,4} = 29{,}81 \cdot 10^5 Pa = 29{,}81\ bar \tag{2.228}$$

$$T_{2@\varepsilon_2} = T_1 \cdot {\varepsilon_2}^{\kappa-1} = 298\ K \cdot 11{,}3^{1,4-1} = 786{,}04\ K \tag{2.229}$$

Da bismo odredili promenu porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote, neophodno je odrediti pritisak na kraju sabijanja za oba slučaja.

Temperatura na kraju dovođenja toplote biće određena iz izraza:

$$Q_1 = m_1 \cdot c_V \cdot \Delta T = m_1 \cdot c_V \cdot (T_3 - T_2) \ \ \Rightarrow \ \ T_3 = T_2 + \frac{Q_1}{m_1 \cdot c_V} \tag{2.230}$$

Za prvu vrednost stepena sabijanja, temperatura na kraju dovođenja toplote se lako dobija zamenom brojnih vrednosti:

$$T_{3@\varepsilon_1} = T_{2@\varepsilon_1} + \frac{Q_{1@\varepsilon_1}}{m_{1@\varepsilon_1} \cdot c_V} = 748{,}54\ K + \frac{1312{,}738\ J}{0{,}454 \cdot 10^{-3}\ kg \cdot 717{,}857 \frac{J}{kgK}} = \tag{2.231}$$

$$T_{3@\varepsilon_1} = 4776{,}49\ K$$

Za slučaj stepena sabijanja nakon rekonstrukcije, postupak mora biti donekle izmenjen. Zapravo, sa promenom mase radnog medijuma, koja je utvrđena za početnu tačku ciklusa, menja se i toplota koja će biti dovedena ciklusu. Ako se iskoristi podatak iz postavke zadatka da je u pitanju benzinski motor i da radi sa nepromenjenim, stehiometrijskim sastavom smeše, kao i u slučaju sa prvobitnim stepenom sabijanja, može se doći i do vrednosti dovedene količine toplote. Iz izraza za koeficijent viška vazduha, dobija se potrebna masa goriva za stehiometrijsku smešu:

$$\lambda = \frac{m_v}{m_g \cdot L_0} \ \ \longrightarrow \ \ m_g = \frac{m_v}{\lambda \cdot L_0} \tag{2.232}$$

Iz poznate mase goriva i donje toplotne moći goriva, dobija se ukupna dovedena količina toplote za slučaj nakon rekonstrukcije:

$$Q_1 = H_d \cdot m_g = H_d \cdot \frac{m_v}{\lambda \cdot L_0} = H_d \cdot \frac{m_1}{\lambda \cdot L_0} \tag{2.233}$$

$$Q_{1@\varepsilon_2} = H_d \cdot \frac{m_{1@\varepsilon_2}}{\lambda \cdot L_0} = 42{,}5 \cdot 10^6\, J \cdot \frac{0{,}448 \cdot 10^{-3}\, kg}{1{,}0 \cdot 14{,}7 \frac{kg, v}{kg, g}} = 1295{,}238\, J$$

Pošto je u pitanju stehiometrijska smeša, promena dovedene količine toplote, proporcionalna je promeni mase radne materije koja je posledica promene stepena sabijanja. Sada se, primenom istog izraza za dovedenu količinu toplote pri izohorskoj promeni stanja, može izračunati i temperatura na kraju dovođenja toplote za slučaj sa stepenom sabijanja nakon rekonstrukcije:

$$T_{3@\varepsilon_2} = T_{2@\varepsilon_2} + \frac{Q_{1@\varepsilon_2}}{m_{1@\varepsilon_2} \cdot c_V} = 786{,}04\, K + \frac{1295{,}238\, J}{0{,}448 \cdot 10^{-3}\, kg \cdot 717{,}857 \frac{J}{kgK}} = \tag{2.234}$$

$$T_{3@\varepsilon_2} = 4813{,}52\, K$$

Odavde se može zaključiti da se uprkos tome što je masa radnog medijuma smanjena, pa posredno i dovedena količina toplote, maksimalna temperatura u ciklusu će ipak biti viša nakon rekonstrukcije i povećanja stepena sabijanja i to kao posledica više vrednosti temperature na kraju sabijanja.

Pritisak na kraju dovođenja toplote određuje se iz jednačine stanja idealnog gasa:

$$p_3 = \frac{m_3 \cdot R \cdot T_3}{V_3} = \frac{m_1 \cdot R \cdot T_3}{V_C} \tag{2.235}$$

$$p_{3@\varepsilon_1} = \frac{m_{1@\varepsilon_1} \cdot R \cdot T_{3@\varepsilon_1}}{V_{C@\varepsilon_1}} = \frac{0{,}454 \cdot 10^{-3}\, kg \cdot 287 \frac{J}{kgK} \cdot 4776{,}49\, K}{38{,}83 \cdot 10^{-6}\, m^3}$$

$$p_{3@\varepsilon_1} = 160{,}28 \cdot 10^5 Pa = 160{,}28\, bar$$

$$p_{3@\varepsilon_2} = \frac{m_{1@\varepsilon_2} \cdot R \cdot T_{3@\varepsilon_2}}{V_{C@\varepsilon_2}} = \frac{0{,}448 \cdot 10^{-3}\, kg \cdot 287 \frac{J}{kgK} \cdot 4813{,}52\, K}{33{,}93 \cdot 10^{-6}\, m^3} \tag{2.236}$$

$$p_{3@\varepsilon_2} = 182{,}40 \cdot 10^5 Pa = 182{,}40\, bar$$

Stepen porasta pritiska se sada može odrediti za oba slučaja:

$$\alpha_{@\varepsilon_1} = \frac{p_{3@\varepsilon_1}}{p_{2@\varepsilon_1}} = \frac{160{,}28\, bar}{25{,}12\, bar} = 6{,}381 \tag{2.237}$$

$$\alpha_{@\varepsilon_2} = \frac{p_{3@\varepsilon_2}}{p_{2@\varepsilon_2}} = \frac{182{,}40\, bar}{29{,}81\, bar} = 6{,}118 \tag{2.238}$$

Iz ovog proračuna se vidi da povećanje stepena sabijanja dovodi do sniženja stepena porasta pritiska tokom izohorskog dovođenja toplote. Razlog za to je viša vrednost pritiska na kraju sabijanja i niža vrednost dovedene količine toplote, što je posledica smanjenja mase radne materije na početku ciklusa.

c) Određivanje promene pritiska i temperature na kraju takta širenja p_4 i T_4 (pretpostaviti izentropsku promenu stanja)

Šta se može očekivati kao posledica povećanja stepena sabijanja kada su u pitanju temperatura i pritisak na kraju takta širenja? Iz činjenice da su stepen sabijanja i stepen širenja kod Otovog ciklusa isti, sledi da povećanje stepena sabijanja istovremeno dovodi i do povećanja stepena širenja. Da li će vrednosti dva termodinamička parametra biti niže nego u slučaju pre rekonstrukcije, može se odrediti iz izraza za izentropsku promenu stanja tokom širenja. Za pritisak važi sledeći izraz:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \left(\frac{V_C}{V_1}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \left(\frac{V_C}{V_{h1} + V_C}\right)^{\kappa} = p_3 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa} \tag{2.239}$$

$$p_{4@\varepsilon_1} = p_{3@\varepsilon_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_1}\right)^{\kappa} = 160{,}28\ bar \cdot \left(\frac{1}{10{,}0}\right)^{1{,}4} = 6{,}38\ bar \tag{2.240}$$

$$p_{4@\varepsilon_2} = p_{3@\varepsilon_2} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_2}\right)^{\kappa} = 182{,}40\ bar \cdot \left(\frac{1}{11{,}3}\right)^{1{,}4} = 6{,}12\ bar \tag{2.241}$$

Na sličan način, postavlja se i izraz za promenu temperature, a nakon zamene brojnih vrednosti dobijaju se sledeći rezultati:

$$T_{4@\varepsilon_1} = T_{3@\varepsilon_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_1}\right)^{\kappa-1} = 4776{,}49\ K \cdot \left(\frac{1}{10{,}0}\right)^{1{,}4-1} = 1901{,}55\ K \tag{2.242}$$

$$T_{4@\varepsilon_2} = T_{3@\varepsilon_2} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_2}\right)^{\kappa-1} = 4813{,}52\ K \cdot \left(\frac{1}{11{,}3}\right)^{1{,}4-1} = 1824{,}87\ K \tag{2.243}$$

d) Određivanje promene odvedene količine toplote, termodinamičkog stepena korisnosti η_t i specifičnog rada ciklusa p_t

Odvedena količina toplote određuje se za izohorsku promenu stanja i, polazeći od postavke zadatka da je početno stanje u oba slučaja isto, lako se dolazi do zaključka da je promena odvedene količine toplote funkcija mase i temperature radne materije na kraju takta širenja.

$$Q_2 = Q_{2@V=const.} = m_{4-1} \cdot c_V \cdot \Delta T = m_{4-1} \cdot c_V \cdot (T_4 - T_1) \tag{2.244}$$

Za početni slučaj, dobija se sledeća vrednost:

$$Q_{2@\varepsilon_1} = m_{1@\varepsilon_1} \cdot c_V \cdot \Delta T = m_{1@\varepsilon_1} \cdot c_V \cdot \left(T_{4@\varepsilon_1} - T_1\right) \tag{2.245}$$

$$Q_{2@\varepsilon_1} = 0{,}454 \cdot 10^{-3}\ kg \cdot 717{,}857 \frac{J}{kgK} \cdot (1901{,}55\ K - 298\ K) = 522{,}608\ J$$

$$Q_{2@\varepsilon_2} = m_{1@\varepsilon_2} \cdot c_V \cdot \Delta T = m_{1@\varepsilon_2} \cdot c_V \cdot \left(T_{4@\varepsilon_2} - T_1\right) \tag{2.246}$$

$$Q_{2@\varepsilon_2} = 0{,}448 \cdot 10^{-3}\ kg \cdot 717{,}857 \frac{J}{kgK} \cdot (1824{,}87\ K - 298\ K) = 491{,}041\ J$$

Relativna promena odvedene količine toplote može se odrediti zamenom dobijenih vrednosti:

$$\delta_{Q_2} = \frac{\left|Q_{2@\varepsilon_1} - Q_{2@\varepsilon_2}\right|}{Q_{2@\varepsilon_1}} \cdot 100 = \frac{|522{,}608\,J - 491{,}041\,J|}{522{,}608\,J} \cdot 100 = 6{,}04\,\% \tag{2.247}$$

Zaključuje se da povećanje stepena sabijanja utiče na smanjenje odvedene količine toplote u apsolutnom i relativnom domenu, uz napomenu da je u razlici sadržan i uticaj smanjenja mase radne materije na početku ciklusa.

Promena stepena korisnosti termodinamičkog Otovog ciklusa može se odrediti direktno, primenom izraza u kome figuriše samo stepen sabijanja kao promenljiva veličina.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \tag{2.248}$$

Za dve vrednosti stepena sabijanja, stepeni korisnosti i njihova relativna promena iznose:

$$\eta_{t@\varepsilon_1} = 1 - \frac{1}{{\varepsilon_1}^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{10{,}0^{1{,}4-1}} = 0{,}602 \tag{2.249}$$

$$\eta_{t@\varepsilon_2} = 1 - \frac{1}{{\varepsilon_2}^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{11{,}3^{1{,}4-1}} = 0{,}621 \tag{2.250}$$

$$\delta_{\eta_t} = \frac{\left|\eta_{t@\varepsilon_1} - \eta_{t@\varepsilon_2}\right|}{\eta_{t@\varepsilon_1}} \cdot 100 = \frac{|0{,}602 - 0{,}621|}{0{,}602} \cdot 100 = 3{,}156\,\% \tag{2.251}$$

Na kraju, neophodno je odrediti i vrednosti i relativnu promenu specifičnog rada ciklusa, tj. srednjeg teorijskog pritiska. Iz opšteg izraza za srednji teorijski pritisak ciklusa sa kombinovanim dovođenjem toplote:

$$p_t = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\alpha \cdot \varepsilon^{\kappa}}{\varepsilon - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{\alpha} + \kappa \cdot (\rho - 1) - \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\alpha \cdot \varepsilon^{\kappa-1}}\right] \tag{2.252}$$

usvajajući da je stepen širenja ρ=1 za slučaj izohorskog dovođenja toplote, posle jednostavnih transformacija, dobija se sledeći izraz koji važi za Otov ciklus:

$$p_t = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot (\alpha - 1) \cdot (\varepsilon^{\kappa-1} - 1) \tag{2.253}$$

Zamenom prethodno izračunatih vrednosti dobijaju se sledeći rezultati:

$$p_{t@\varepsilon_1} = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_1 - 1} \cdot \left(\alpha_{@\varepsilon_1} - 1\right) \cdot ({\varepsilon_1}^{\kappa-1} - 1) = \tag{2.254}$$

$$p_{t@\varepsilon_1} = \frac{1\,bar}{1{,}4 - 1} \cdot \frac{10{,}0}{10{,}0 - 1} \cdot (6{,}381 - 1) \cdot (10^{1{,}4-1} - 1) = 22{,}60\,bar$$

$$\begin{gathered} p_{t@\varepsilon_2} = \frac{p_1}{\kappa - 1} \cdot \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_2 - 1} \cdot \left(\alpha_{@\varepsilon_2} - 1\right) \cdot ({\varepsilon_2}^{\kappa-1} - 1) = \\ p_{t@\varepsilon_2} = \frac{1\,bar}{1{,}4 - 1} \cdot \frac{11{,}3}{11{,}3 - 1} \cdot (6{,}118 - 1) \cdot (11{,}3^{1{,}4-1} - 1) = 22{,}99\,bar \end{gathered} \tag{2.255}$$

$$\delta_{p_t} = \frac{\left|p_{t@\varepsilon_1} - p_{t@\varepsilon_2}\right|}{p_{t@\varepsilon_1}} \cdot 100 = \frac{|22{,}60\,bar - 22{,}99\,bar|}{22{,}60\,bar} \cdot 100 = 1.725\,\% \tag{2.256}$$

Iz analize rezultata zaključuje se da povećanje stepena sabijanja dovodi do porasta stepena korisnosti Otovog ciklusa. Pozitivan aspekt promene stepena sabijanja jeste i niža vrednost odvedene količine toplote Q_2. Međutim, specifični rad ciklusa, tj. srednji teorijski pritisak, smanjuje se u konkretnom slučaju za oko 1,7% što se može objasniti nižom vrednošću stepena porasta pritiska α. Indirektno, prateći uticaje na stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote, zaključuje se da je za smanjenje srednjeg teorijskog pritiska odgovorno smanjenje mase radne materije na početku ciklusa.

2.30 Dizelov ciklus i ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote – Kako promena maksimalnog pritiska u ciklusu utiče na stepen korisnosti ciklusa?

Izvorna zamisao Rudolfa Dizela bila je da se oslobađanjem toplote tokom sagorevanja u cilindru u taktu širenja pritisak održi konstantnim i tako obezbedi određeni rad na klipu. Međutim, jasno je da dinamika procesa sagorevanja u realnom motoru ne prati tu ideju u potpunosti i da se može očekivati da će se oslobađanje toplote realnog dizel-motora lakše opisati idealnim termodinamičkim ciklusom sa kombinovanim dovođenjem toplote.

Koliko takva izmena u suštini radnog ciklusa zapravo utiče na ključne parametre ciklusa? Da li prelaz sa izobarskog dovođenja toplote, onako kako je to definisano Dizelovim ciklusom, na kombinovano dovođenje toplote, daje pozitivan efekat? Odgovor je pozitivan kada je u pitanju termodinamički stepen korisnosti ciklusa i to je već pokazano u osnovnom teorijskom prikazu. Kolike su očekivane promene biće pokazano na primeru jednog izvedenog dizel-motora.

Zadatak

Motor radi prema Dizelovom ciklusu sa stepenom sabijanja ε=19,0. Odrediti uticaj povećanja maksimalnog pritiska za 10% na vrednost termodinamičkog stepena korisnosti. Količina dovedene toplote, stepen sabijanja i termodinamički parametri na početku ciklusa se ne menjaju.

Parametri na početku takta sabijanja su p_1=10^5 Pa i T_1=298 K. Dovedena količina toplote iznosi Q_1=1600 J. Masa gasa na početku sabijanja je m_1=1,033·10^{-3} kg. Pretpostaviti da je radni medijum čist vazduh (κ=1,4, c_v=717,857 J/kgK, c_p=1005,0 J/kgK).

Rešenje

Uticaj povećanja maksimalnog pritiska može se odrediti ako se Dizelov ciklus zameni ciklusom sa kombinovanim dovođenjem toplote. U tom slučaju, dovedena količina toplote Q_1 će umesto pri konstantnom pritisku (Dizelov ciklus) biti dovedena delimično pri konstantnoj zapremini (izohorski proces), a delimično pri konstantnom pritisku (izobarski proces).

Za rešenje zadatka, biće iskorišćen izraz za izračunavanje dovedene količine toplote za ciklus sa kombinovanim dovođenjem toplote:

$$Q_{1,K} = m_1 \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot [\alpha_K - 1 + \kappa \cdot \alpha_K \cdot (\rho_K - 1)] \tag{2.257}$$

gde su:

α_K stepen porasta pritiska pri izohorskom dovođenju toplote kod kombinovanog ciklusa

ρ_K stepen širenja pri izobarskom dovođenju toplote kod kombinovanog ciklusa

Iz uslova zadatka da je maksimalni pritisak povećan za 10%, može se odrediti pritisak na kraju izohorskog dovođenja toplote ($p_{3'}$=1,1·p_2), a iz tog podatka i stepen porasta pritiska α_K:

$$\alpha_K = \frac{p_{3'}}{p_2} = \frac{p_3}{p_2} = \frac{1{,}1 \cdot p_2}{p_2} = 1{,}1 \tag{2.258}$$

Stepen širenja pri izohorskom dovođenju toplote moguće je odrediti na osnovu poznatih vrednosti za dovedenu količinu toplote, početnu temperaturu i stepen sabijanja:

$$Q_{1,K} = m_1 \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot [\alpha_K - 1 + \kappa \cdot \alpha_K \cdot (\rho_K - 1)] \tag{2.259}$$

$$\rho_K = 1 + \frac{1}{\alpha_K \cdot \kappa} \cdot \left[\frac{Q_{1,K}}{m_1 \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}} + 1 - \alpha_K\right] = \tag{2.260}$$

$$= 1 + \frac{1}{1{,}1 \cdot 1{,}4} \cdot \left[\frac{1600\,J}{1{,}033 \cdot 10^{-3}\,kg \cdot 717{,}857\,\frac{J}{kgK} \cdot 298\,K \cdot 19{,}0^{1{,}4-1}} + 1 - 1{,}1\right]$$

$$\rho_K = 2{,}383$$

Na osnovu izračunatih vrednosti za dva parametra koji određuju kombinovani način dovođenja toplote, moguće je odrediti i stepen korisnosti ciklusa:

$$\eta_{t,K} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\alpha_K \cdot {\rho_K}^{\kappa} - 1}{\alpha_K - 1 + \kappa \cdot \alpha_K \cdot (\rho_K - 1)} \tag{2.261}$$

$$\eta_{t,K} = 1 - \frac{1}{19{,}0^{1{,}4-1}} \cdot \frac{1{,}1 \cdot 2{,}383^{1{,}4} - 1}{1{,}1 - 1 + 1{,}4 \cdot 1{,}1 \cdot (2{,}383 - 1)} = 0{,}626 \tag{2.262}$$

Da bismo odredili stepen korisnosti Dizelovog ciklusa, neophodan je podatak o stepenu širenja pri izobarskom dovođenju toplote za taj slučaj. Iz izraza za dovedenu količinu toplote pri kombinovanom ciklusu, koja je ista i za Dizelov ciklus, može se dobiti izraz za slučaj Dizelovog ciklusa sa izobarskim dovođenjem toplote ako se eksplicitno zameni vrednost za stepen porasta pritiska α_D=1:

$$Q_{1,K} = m_1 \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot [\alpha_K - 1 + \kappa \cdot \alpha_K \cdot (\rho_K - 1)] \tag{2.263}$$

$$Q_{1,K} = Q_{1,D} \implies \alpha_K = 1 \implies Q_{1,D} = m_1 \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \kappa \cdot (\rho_D - 1)$$

$$Q_{1,D} = m_1 \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \cdot \kappa \cdot (\rho_D - 1) \implies \rho_D = 1 + \frac{Q_{1,D}}{\kappa \cdot m_1 \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}} \tag{2.264}$$

$$\rho_D = 1 + \frac{1600\,J}{1{,}4 \cdot 1{,}033 \cdot 10^{-3}\,kg \cdot 717{,}857\,\frac{J}{kgK} \cdot 298\,K \cdot 19{,}0^{1{,}4-1}} = 2{,}593$$

Termodinamički stepen korisnosti za Dizelov ciklus određuje se direktno primenom osnovnog izraza:

$$\eta_{tD} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{{\rho_D}^{\kappa} - 1}{\kappa \cdot (\rho_D - 1)} = 1 - \frac{1}{19{,}0^{1{,}4-1}} \cdot \frac{2{,}593^{1{,}4} - 1}{1{,}4 \cdot (2{,}593 - 1)} = 0{,}614 \tag{2.265}$$

Porast stepena korisnosti prelaskom sa Dizelovog na kombinovani ciklus je očigledan, a izražen u procentima, određuje se na sledeći način:

$$\delta_{\eta_t} = \frac{|\eta_{tD} - \eta_{tK}|}{\eta_{tD}} \cdot 100 = \frac{|0{,}614 - 0{,}626|}{0{,}614} \cdot 100 = 1{,}95\ \% \tag{2.266}$$

3 Radni parametri motora SUS

U ovom poglavlju biće razmotrena pitanja i praktični problemi koji se odnose na radne parametre motora, načine na koje se mogu proceniti, izračunati i iskoristiti za uporednu analizu izvedenih rešenja.

3.1 Kako se može proceniti zapreminski i maseni protok vazduha kroz motor?

Pitanje procene zapreminskog i masenog protoka vazduha na proizvoljnom radnom režimu motora SUS ima praktičan inženjerski smisao, jer se protok vazduha koristi u mnogim drugim računskim postupcima koji se tiču određivanja sastava smeše, količine ubrizganog goriva, vremena otvaranja brizgača, izbora masenog protokomera za vazduh bilo kao mehatronske komponente upravljačkog sistema motora, bilo kao dela laboratorijske opreme.

Postupak će biti prikazan na konkretnom primeru, u kome će procena protoka kroz motor (potrošnja vazduha) biti povezana sa izborom uređaja za merenje protoka vazduha u laboratorijskim uslovima.

Zadatak

Proceniti zapreminski i maseni protok vazduha na nominalnom radnom režimu za motor sledećih karakteristika:

broj cilindara:	z=4
prečnik klipa:	D=80,5 mm
hod klipa:	s=67,4 mm
nom. broj obrtaja:	n=6000 min^{-1}

Pritisak spoljne sredine je p_0=1 bar, a temperatura t_0=25 ^oC. Zanemariti strujne gubitke i efekat zagrevanja svežeg punjenja u usisnom kolektoru motora.

Rešenje

Zapreminski protok kroz motor određuje se jednostavno, polazeći od toga da je protok vazduha kroz motor SUS, kao primer zapreminske klipne mašine, približno jednak proizvodu radne zapremine cilindra, broja cilindara i broja radnih ciklusa u jedinici vremena. Ovakav pojednostavljen pristup može se prihvatiti kao postupak za procenu protoka vazduha, ukoliko se zanemare strujni gubici, realne vrednosti pritiska i temperature u usisnom kolektoru, zagrevanje svežeg punjenja i količina zaostalih produkata sagorevanja.

Najpre ćemo odrediti radnu zapreminu cilindra V_{h1} polazeći od osnovnih kinematskih parametara:

$$V_{h1} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot s = \frac{(80{,}5\ mm)^2 \cdot \pi}{4} \cdot 67{,}4\ mm = 342863{,}5\ mm^3 = 342{,}86\ cm^3 \quad (3.1)$$

Broj radnih ciklusa u jedinici vremena određuje se sledećim izrazom, u kome figurišu broj obrtaja KV u jedinici vremena i taktnost motora τ:

$$n_c = \frac{2 \cdot n}{\tau} = \frac{2 \cdot 6000\ min^{-1}}{4} = 3000\ min^{-1} \tag{3.2}$$

Zapreminski protok se može proceniti kao proizvod broja ciklusa u jedinici vremena, radne zapremine i broja cilindara motora:

$$\dot{V}_v^{\ *} = n_c \cdot V_{h1} \cdot z = 3000\ min^{-1} \cdot 342{,}86\ cm^3 \cdot 4 = 4114{,}3\ \frac{dm^3}{min} = 0{,}0686\ \frac{m^3}{s} \tag{3.3}$$

Maseni protok vazduha se sada može proceniti uvođenjem podatka o gustini vazduha, zanemarujući realne vrednosti pritiska i temperature u usisnom kolektoru:

$$G_v^{\ *} \approx \dot{V}_v^{\ *} \cdot \rho_v = \dot{V}_v^{\ *} \cdot \frac{p_o}{R \cdot T_o} = 0{,}0686\ \frac{m^3}{s} \cdot \frac{10^5\ Pa}{287\ \frac{J}{kgK} \cdot 298\ K} = 0{,}08\ \frac{kg}{s} \tag{3.4}$$

3.2 Kako se definiše koeficijent punjenja motora?

Koeficijent punjenja η_V, definiše se kao odnos mase svežeg punjenja koja tokom jednog ciklusa usisavanja uđe u cilindar motora $m_{v,stv}$ i teorijske mase punjenja $m_{v,teor}$ koja u cilindar tokom ciklusa usisavanja može stati u cilindar pod referentnim termodinamičkim uslovima, odnosno pri referentnom pritisku i temperaturi p_{ref} i T_{ref}.

$$\eta_V = \frac{m_{v,stv}}{m_{v,teor}} \tag{3.5}$$

Ukoliko se u prethodni izraz uvedu vrednosti za referentni pritisak i temperaturu, teorijska masa punjenja se može definisati kao referentna masa $m_{v,ref}$:

$$\eta_V = \frac{m_{v,stv}}{m_{v,ref}} = \frac{m_{v,stv}}{\frac{V_h \cdot p_{ref}}{R \cdot T_{ref}}} \tag{3.6}$$

Koeficijent punjenja dat u ovom obliku predstavlja parametar kojim se najjednostavnije može prikazati učinak procesa izmene radne materije motora SUS, tj. učinak niskopritisnog dela radnog ciklusa. Ovim izrazom se na najjednostavniji način u obzir uzimaju svi efekti koji utiču na kvalitet punjenja cilindra – otpori pri pražnjenu cilindra i količina zaostalih produkata sagorevanja, stepen ekspanzije produkata sagorevanja tokom usisavanja, strujni gubici tokom usisavanja, prestrujavanje gasa iz cilindra u kolektore i povratno strujanje na kraju usisavanja u početnoj fazi sabijanja.

3.3 Kako su definisani referentni uslovi u izrazu za određivanje koeficijenta punjenja motora?

Pitanje ima suštinski značaj jer se na osnovu toga koji su referentni uslovi izabrani, može doći do različitih brojčanih vrednosti za koeficijent punjenja η_V, a na osnovu toga i do pogrešnih zaključaka o tome kakav je kvalitet punjenja različitih motora. Referentni uslovi zavise od izbora referentnog protočnog preseka, odnosno zapremine ili prostora iz koga motor usisava sveže punjenje, a koji se uslovno može proglasiti referentnim.

Pritisak i temperatura menjaju se tokom strujanja kroz delove usisnog sistema motora od stanja okoline (ambijentalni uslovi) odakle motor usisava svež vazduh, preko prečistača za vazduh, usisnog kolektora, konačno do izlaznog preseka usisne cevi svakog pojedinačnog cilindra. Očigledno, izbor određenog preseka kao referentnog, ujedno određuje i to koji će strujni gubici i koliki će efekat zagrevanja svežeg punjenja biti sadržani u podatku o koeficijentu punjenja. Postupak nije u potpunosti usaglašen i različiti autori i različite škole imaju različite pristupe ovom pitanju. Zbog toga se uvek mora voditi računa o tome da se pri navođenju vrednosti za koeficijent punjenja, navede i način na koji je određen, odnosno strujni presek i termodinamički uslovi za koje je određen.

Iskoristićemo dva primera da pokažemo kako izbor referentnog preseka utiče na vrednosti koeficijenta punjenja i zaključke koji iz toga proističu.

Slučaj motora sa prirodnim punjenjem

Pođimo od osnovnog izraza i uvedimo referentno stanje u usisnom kolektoru p_{UK} i T_{UK}:

$$\eta_V = \frac{m_{v,stv}}{m_{v,ref}} = \frac{m_{v,stv}}{\frac{V_h \cdot p_{ref}}{R \cdot T_{ref}}} = \frac{m_{v,stv}}{\frac{V_h \cdot p_{UK}}{R \cdot T_{UK}}} \tag{3.7}$$

Kod motora sa prirodnim punjenjem (usisni motor), stanje u usisnom kolektoru se u prvom približenju može izjednačiti sa stanjem spoljne sredine, ukoliko se zanemare strujni gubici u prečistaču i usisnim cevima i predgrevanje svežeg punjenja u usisnom sistemu. Tada se može napisati sledeći izraz:

$$\eta_V = \frac{m_{v,stv}}{\frac{V_h \cdot p_{UK}}{R \cdot T_{UK}}} \approx \frac{m_{v,stv}}{\frac{V_h \cdot p_o}{R \cdot T_o}} \tag{3.8}$$

Slučaj natpunjenog motora

Slučaj natpunjenog motora je fundamentalno drugačiji. Postavimo izraze za koeficijent punjenja natpunjenog motora, ali koristeći dva različita pristupa. U prvom, referentno stanje će biti definisano za spoljnu sredinu:

$$\eta_{V,1} = \frac{m_{v,stv}}{m_{v,ref}} = \frac{m_{v,stv}}{\frac{V_h \cdot p_{ref}}{R \cdot T_{ref}}} = \frac{m_{v,stv}}{\frac{V_h \cdot p_o}{R \cdot T_o}} \tag{3.9}$$

U drugom slučaju, referentno stanje je definisano za usisni kolektor, odnosno za presek koji se nalazi iza napojnog kompresora u kome dolazi do povećanja pritiska za Δp_K i temperature za ΔT_K:

$$\eta_{V,2} = \frac{m_{v,stv}}{m_{v,ref}} = \frac{m_{v,stv}}{\frac{V_h \cdot p_{ref}}{R \cdot T_{ref}}} = \frac{m_{v,stv}}{\frac{V_h \cdot p_{UK}}{R \cdot T_{UK}}} \approx \frac{m_{v,stv}}{\frac{V_h \cdot (p_o + \Delta p_K)}{R \cdot (T_o + \Delta T_K)}} \tag{3.10}$$

Ukoliko potražimo odnos koeficijenata punjenja određenih na dva različita načina dolazi se do izraza:

$$\frac{\eta_{v,1}}{\eta_{v,2}} = \frac{\frac{m_{v,stv}}{\frac{V_h \cdot p_o}{R \cdot T_o}}}{\frac{m_{v,stv}}{\frac{V_h \cdot (p_o + \Delta p_K)}{R \cdot (T_o + \Delta T_K)}}} = \frac{\frac{(p_o + \Delta p_K)}{(T_o + \Delta T_K)}}{\frac{p_o}{T_o}} = \frac{\frac{(p_o + \Delta p_K)}{p_o}}{\frac{(T_o + \Delta T_K)}{T_o}} \tag{3.11}$$

U prvom približenju se može pretpostaviti da stanje ispred kompresora odgovara stanju spoljne sredine:

$$p_{K1} \approx p_o \quad \text{i} \quad T_{K1} \approx T_o \tag{3.12}$$

a da je stanje u izlaznom preseku kompresora:

$$p_{K2} = p_{K1} + \Delta p_K \approx p_o + \Delta p_K \quad \text{i} \quad T_{K2} = T_{K1} + \Delta T_K \approx T_o + \Delta T_K \tag{3.13}$$

Zatim, uvedimo oznaku za odnos pritisaka u izlaznom i ulaznom preseku kompresora:

$$\Pi_K = \frac{p_{K2}}{p_{K1}} \tag{3.14}$$

Ukoliko pretpostavimo politropsku promenu stanja u kompresoru i iskoristimo odgovarajući izraz za politropsku promenu stanja koji je poznat iz osnova termodinamike, dobićemo izraz za odnos temperatura iza i ispred kompresora:

$$\frac{{T_{K2}}^{n_K}}{{p_{K2}}^{n_K-1}} = \frac{{T_{K1}}^{n_K}}{{p_{K1}}^{n_K-1}} \quad \Rightarrow \quad \frac{T_{K2}}{T_{K1}} = \left(\frac{p_{K2}}{p_{K1}}\right)^{\frac{n_K-1}{n_K}} = {\Pi_K}^{\frac{n_K-1}{n_K}} \tag{3.15}$$

Zamenom u izraz za odnos koeficijenata punjenja određenih na dva različita načina, dobija se sledeći izraz:

$$\frac{\eta_{V,1}}{\eta_{V,2}} = \frac{\frac{(p_o + \Delta p_K)}{p_o}}{\frac{(T_o + \Delta T_K)}{T_o}} \approx \frac{\frac{(p_{K1} + \Delta p_K)}{p_{K1}}}{\frac{(T_{K1} + \Delta T_K)}{T_{K1}}} = \frac{\frac{p_{K2}}{p_{K1}}}{\frac{T_{K2}}{T_{K1}}} = \frac{\Pi_K}{{\Pi_K}^{\frac{n_K-1}{n_K}}} = {\Pi_K}^{\frac{1}{n_K}} = \sqrt[n_K]{\Pi_K} \tag{3.16}$$

Pošto je odnos pritisaka u izlaznom i ulaznom preseku kompresora uvek veći od 1, a eksponent politrope se kreće u opsegu 1,2–1,3, nedvosmisleno se dolazi do zaključka da koeficijenti punjenja određeni na dva različita načina imaju različite vrednosti, i da je taj odnos uvek veći od 1:

$$\frac{\eta_{V,1}}{\eta_{V,2}} \neq 1 \quad \text{i} \quad \frac{\eta_{V,1}}{\eta_{V,2}} > 1 \tag{3.17}$$

Ukoliko bi kao referentno stanje bilo usvojeno stanje u usisnom kolektoru, koeficijent punjenja bi obuhvatio samo lokalne uticajne činioce kao što su strujni otpori na usisnom kanalu i ventilu (geometrija kanala, hrapavost) i ekspanziju produkata sagorevanja, a dobijena vrednost bi bila manja od 1. Sa druge strane, ukoliko bi kao referentno stanje bilo usvojeno stanje spoljne sredine, tada bi koeficijent punjenja obuhvatio i uticaj napojnog kompresora i evidentno bi bio veći od 1, a u prvom približenju, bio bi približno proporcionalan odnosu pritisaka iza i ispred kompresora.

Zato se, iako to nije najjednostavniji pristup, korektnijim postupkom smatra onaj kojim se koeficijent punjenja određuje prema referentnom stanju u usisnom kolektoru motora.

3.4 Da li se koeficijent punjenja može smatrati zapreminskim stepenom korisnosti motora?

Do odgovora se može doći ako se osnovni izraz za koeficijent punjenja koji je referenciran prema termodinamičkom stanju u usisnom kolektoru proširi na odgovarajući način.

Uvedimo pretpostavku da je stanje u usisnom kolektoru približno jednako stanju u cilindru na kraju usisavanja, odnosno da su pritisak, temperatura i sastav gasa u usisnom kolektoru i cilindru približno jednaki, (što ne odstupa bitno od realnih uslova koji vladaju u motoru), a da je zapremina koju zauzima sveže punjenje V_{eff}:

$$\eta_V = \frac{m_{v,stv}}{m_{v,ref}} \approx \frac{\dfrac{V_{eff} \cdot p_{ref}}{R \cdot T_{ref}}}{\dfrac{V_h \cdot p_{ref}}{R \cdot T_{ref}}} \approx \frac{V_{eff}}{V_h} \tag{3.18}$$

Iz izvedenog izraza se zaključuje da se, pod usvojenim pretpostavkama, koeficijent punjenja definisan kao odnos masa, pretvara u odnos odgovarajućih zapremina, tj. zapremine koju stvarno punjenje efektivno zauzima u cilindru na kraju usisavanja V_{eff} i zapremine cilindra V_h kao referentne vrednosti koja važi za idealne uslove punjenja.

3.5 Kako se određuje koeficijent punjenja motora na datom radnom režimu motora?

Koeficijent punjenja MSUS može se odrediti eksperimentalnim putem, merenjem masenog protoka vazduha na datom režimu. Pretpostavljajući da su osnovni kinematski parametri motora poznati (prečnik i hod klipa), koeficijent punjenja se izračunava transformacijom osnovnog izraza koji proističe iz definicije ovog parametra.

Ukoliko se umesto karakterističnih masa vazduha koje figurišu u izrazu za koeficijent punjenja, uvedu odgovarajući izvodi mase po vremenu, prelazi se sa odnosa karakterističnih masa na odnos karakterističnih masenih protoka:

$$\eta_V = \frac{m_{v,stv}}{m_{v,teor}} = \frac{\dfrac{dm_{v,stv}}{dt}}{\dfrac{dm_{v,teor}}{dt}} = \frac{\dot{m}_{v,stv}}{\dot{m}_{v,teor}} = \frac{G_{v,stv}}{G_{v,teor}} \tag{3.19}$$

Ovaj postupak ćemo prikazati na konkretnom primeru iz prakse u kome se koristi posebna vrsta zapreminskog protokomera (posebna vrsta prigušnog elementa) za koji su dati osnovni podaci i smernice za proračun. U ovom slučaju, neće se ulaziti u detalje principa funkcionisanja viskoznog zapreminskog protokomera na Alkokovom (Alcock) principu (*eng. Viscous Laminar Flow Meter – VLFM*). Čitaocu se preporučuje da više informacija o ovom načinu merenja protoka kod MSUS potraži u odgovarajućoj stručnoj literaturi.

Zadatak

Za slučaj iz zadatka datog u tački 3.1, odrediti maseni protok vazduha i koeficijent punjenja motora η_V, ako je na datom radnom režimu izmeren sledeći set parametara:

pad pritiska na protokomeru: $\Delta p_{VLFM} = 140\ mm\ H_2O$

relativni pritisak ispred protokomera: $\Delta p_{VLFM,1}$= 20 $mm\ H_2O$
temperatura ispred protokomera: $t_{VLFM,1}$=22 $°C$
srednji pad pritiska u usisnom sistemu: Δp_{UK}=9,2 kPa
srednja temperatura u usisnom sistemu: t_{UK}=43 $°C$

Pritisak spoljne sredine je p_0=1 bar, a temperatura t_0=25 $°C$. Za izračunavanje zapreminskog protoka koristiti sledeći izraz:

$$\dot{V}_{v,VLFM} = C_{VLFM} \cdot \Delta p_{VLFM} \tag{3.20}$$

Koeficijent protoka C_{VLFM} dobijen je kalibracijom viskoznog protokomera u kvazistacionarnim uslovima na standardnoj mernoj blendi prema standardu ISO 5167 i iznosi C_{VLFM}=3655·10^{-7} $m^3/[s\ mmH_2O]$.

Rešenje

Zapreminski protok vazduha meren na protokomeru izračunava se pomoću datog izraza za viskozni protokomer:

$$\dot{V}_{v,VLFM} = C_{VLFM} \cdot \Delta p_{VLFM} = 3655 \cdot 10^{-7} \frac{m^3}{s \cdot mmH_2O} \cdot 140\ mmH_2O = \tag{3.21}$$

$$\dot{V}_{v,VLFM} = 0{,}05117 \frac{m^3}{s} = 3070{,}2 \frac{l}{min}$$

Maseni protok vazduha meren na zapreminskom protokomeru dobija se uvođenjem podatka za gustinu vazduha u ulaznom preseku protokomera (ispred prigušnog mernog elementa):

$$G_{v,VLFM} = \dot{V}_{v,VLFM} \cdot \rho_{v,VLFM,1} = \dot{V}_{v,VLFM} \cdot \frac{p_{VLFM,1}}{R \cdot T_{VLFM,1}} = \dot{V}_{v,LFM} \cdot \frac{p_o - \Delta p_{VLFM,1}}{R \cdot T_{VLFM,1}} \tag{3.22}$$

$$G_{v,VLFM} = 0{,}05117 \frac{m^3}{s} \cdot \frac{(10^5 - 196{,}2)\ Pa}{287 \frac{J}{kgK} \cdot (273 + 22)\ K} = 0{,}06032\ \frac{kg}{s}$$

Teorijski maseni protok vazduha kroz motor određuje se korekcijom zapreminskog protoka uvođenjem gustine u usisnom kolektoru:

$$G_{v,teor} = \dot{V}_{v,teor} \cdot \rho_{UK} = V_h \cdot n_C \cdot \rho_{UK} = V_h \cdot n_C \cdot \frac{p_{UK}}{R \cdot T_{UK}} = V_h \cdot n_C \cdot \frac{p_0 - \Delta p_{UK}}{R \cdot T_{UK}} \tag{3.23}$$

$$G_{v,teor} = 0{,}001372\ m^3 \cdot \frac{(10^5 - 9{,}2 \cdot 10^3)\ Pa}{287 \frac{J}{kgK} \cdot (273 + 43)\ K} \cdot 50 \frac{cikl.}{s} = 0{,}06868\ \frac{kg}{s}$$

Koeficijent punjenja se na kraju izračunava primenom osnovnog izraza:

$$\eta_V = \frac{G_{v,stv}}{G_{v,teor}} = \frac{0{,}06032\ \frac{kg}{s}}{0{,}06868\ \frac{kg}{s}} = 0{,}878 \tag{3.24}$$

3.6 Kako se određuju osnovni parametri ekonomičnosti motora SUS?

Već je pokazano kroz odgovarajuće definicije da se ekonomičnost MSUS ne može pratiti na jednostavan način preko srednjeg masenog protoka, a posebno ne preko srednjeg zapreminskog protoka goriva, a razlog za to je činjenica da stepen korisnosti pretvaranja energije u motoru i struktura pojedinih gubitaka menjaju karakter sa promenom radnih režima. Da bi dali odgovor na ovo pitanje poslužiće konkretan primer iz laboratorijske prakse.

Zadatak

Tokom ispitivanja motora na probnom stolu, potrošnja goriva merena je zapreminskom metodom, i za jedan radni režim, utvrđeni su sledeći parametri:

izmerena referentna zapremina goriva:	ΔV_g=100 cm^3
interval merenja potrošnje goriva:	Δt_g=17,5 s

Odrediti:

a) srednji zapreminski i maseni protok goriva;
b) ciklusnu količinu goriva;
c) specifičnu efektivnu potrošnju goriva.

Poznati su sledeći podaci:

broj cilindara:	z=4
taktnost motora:	τ=4
gustina goriva:	ρ_g=752 kg/m^3
broj obrtaja motora:	n=5900 min^{-1}
efektivna snaga motora:	P_e=52 kW

Rešenje

a) srednji zapreminski i maseni protok goriva

Odredimo najpre srednji zapreminski protok goriva na datom režimu kao odnos referentne zapremine potrošenog goriva ΔV_g i vremenskog intervala za koje se ta količina goriva potroši Δt_g:

$$\dot{V}_g = \frac{\Delta V_g}{\Delta t_g} = \frac{100\ cm^3}{17{,}5\ s} = 5{,}714\ \frac{cm^3}{s} = 5{,}714\ \cdot \frac{3600}{1000} \frac{dm^3}{min} = 20{,}57 \frac{dm^3}{h} \tag{3.25}$$

Srednji maseni protok goriva (časovna potrošnja goriva) na datom režimu izračunava se uvođenjem podatka o gustini goriva koja je unapred određena i data u postavci zadatka:

$$G_g = G_h = \dot{V}_g \cdot \rho_g = 5{,}714\ \frac{cm^3}{s} \cdot 752 \frac{kg}{m^3} = 0{,}004296 \frac{kg}{s} = 15{,}469 \frac{kg}{h} \tag{3.26}$$

b) ciklusna količina goriva

Ciklusna količna goriva je veličina koja definiše rad sistema za obrazovanje smeše. Kod sistema sa ubrizgavanjem goriva, bez obzira da li je u pitanju ubrizgavanje benzina, dizel-goriva ili bilo koje mešavine u kojoj učestvuju alkoholi ili bio-goriva, ciklusna količina goriva je ključni parametar na osnovu koga se određuje vreme otvaranja brizgača.

Ciklusnu količinu goriva za dati radni režim, konkretno njenu srednju vrednost, odredićemo iz dobijenog podatka za srednju zapreminsku potrošnju (srednji zapreminski protok goriva) i broja realizovanih radnih ciklusa motora u jedinici vremena.

Pošto je poznat podatak o srednjoj zapreminskoj potrošnji goriva, ciklusnu količinu goriva b_C odredićemo direktno, tako što ćemo ukupnu potrošnju goriva svesti na pojedinačni cilindar (deljenjem brojem cilindara z), a zatim će ta vrednost biti svedena na pojedinačni ciklus deljenjem brojem ciklusa u jedinici vremena n_C.

Broj ciklusa u jedinici vremena određuje se poznatim izrazom u kome figurišu broj obrtaja KV motora n i taktnost motora τ:

$$n_C = \frac{2 \cdot n}{\tau} = \frac{2 \cdot 5900\ min^{-1}}{4} = 2950\ \frac{cikl.}{min} = 49{,}167\ \frac{cikl.}{s} \tag{3.27}$$

Ciklusna količina goriva se izračunava zamenom dobijenih vrednosti u izraz:

$$b_C = \frac{\dot{V}_g}{z \cdot n_c} = \frac{5{,}714\ \frac{cm^3}{s}}{4 \cdot 49{,}167\ \frac{cikl.}{s}} = 0{,}02905\frac{cm^3}{cikl.} = 29{,}05\ \frac{mm^3}{cikl.} \tag{3.28}$$

ili iz podatka za srednju masenu časovnu potrošnju goriva na datom režimu:

$$b_C = \frac{G_h}{\rho_g \cdot z \cdot n_c} \tag{3.29}$$

c) specifična efektivna potrošnja goriva

Specifična efektivna potrošnja goriva za dati radni režim, izračunava se svođenjem izmerene srednje masene potrošnje goriva G_h na jedinicu izmerene efektivne snage motora P_e:

$$g_e = \frac{G_h}{P_e} = \frac{15{,}469\ \frac{kg}{h}}{52\ kW} = 297{,}5\ \frac{g}{kWh} \tag{3.30}$$

3.7 Kako se određuje efektivni stepen korisnosti motora na datom radnom režimu?

Efektivni stepen korisnosti određuje se iz prethodno dobijenih podataka o specifičnoj efektivnoj potrošnji goriva na datom radnom režimu. Postupak će biti prikazan u sledećem primeru iz laboratorijske prakse.

Zadatak

Ispitivanjem motora na probnom stolu utvrđeni su sledeći parametri:

srednji maseni protok goriva:	G_h=16,64 kg/h
efektivna snaga motora:	P_e=52 kW
broj obrtaja KV motora:	n=5900 min^{-1}

Odrediti:

a) specifičnu efektivnu potrošnju goriva g_e;
b) srednji efektivni pritisak p_e;
c) efektivni stepen korisnosti η_e.

Tokom ispitivanja je korišćen benzin čija je donja toplotna moć H_d=42,5 MJ/kg. Radna zapremina motora je V_h=1372 cm^3, a taktnost motora τ =4.

Rešenje

Odredimo najpre specifičnu efektivnu potrošnju goriva g_e:

$$g_e = \frac{G_h}{P_e} = \frac{16{,}64 \ \frac{kg}{h}}{52\ kW} = 320{,}0\ \frac{g}{kWh} \tag{3.31}$$

Srednji efektivni pritisak p_e se može izračunati iz izraza za određivanje efektivne snage motora:

$$P_e = \frac{V_h \cdot p_e \cdot n}{300 \cdot \tau} \tag{3.32}$$

$$\Rightarrow p_e = \frac{P_e \cdot 300 \cdot \tau}{V_h \cdot n} = \frac{52\ kW \cdot 300 \cdot 4}{1{,}372\ dm^3 \cdot 5900\ min^{-1}} = 7{,}708\ bar \tag{3.33}$$

Eefektivni stepen korisnosti odredićemo primenom osnovnog izraza:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_t} = \frac{P_e}{G_h \cdot H_d} = \frac{52\ kW}{16{,}64\ \frac{kg}{h} \cdot 42{,}5 \frac{MJ}{kg}} = 0{,}265 \tag{3.34}$$

ili, izraženo u procentima:

$$\eta_e = 26{,}5\% \tag{3.35}$$

3.8 Kako se određuju indicirani stepen korisnosti i mehanički stepen korisnosti?

Indicirani parametri, pre svega srednji indicirani pritisak p_i, specifična indicirana potrošnja goriva g_i i indicirana snaga motora P_i, ključni su parametri za procenu kvaliteta samog realnog radnog ciklusa motora. Mehanički stepen korisnosti, sa druge strane, u obzir uzima mehaničke gubitke u samom motoru i pomoćnim sistemima motora. U sledećem primeru pokazaćemo kako se do vrednosti indiciranog i mehaničkog stepena korisnosti može doći na osnovu podataka dobijenih eksperimentalnim putem.

Zadatak

Ispitivanjem benzinskog motora na probnom stolu utvrđeni su sledeći osnovni parametri:

efektivna snaga motora:	P_e=34 kW
časovna potrošnja goriva:	G_h=9,52 kg/h
broj obrtaja KV motora:	n=3790 min^{-1}

Indiciranjem pritiska u cilindru motora u ugaonom domenu na istom režimu i naknadnom termodinamičkom analizom izmerenih podataka, izračunat je srednji indicirani pritisak p_i=9,51 bar.

Odrediti:

a) srednji efektivni pritisak motora p_e;
b) mehanički stepen korisnosti motora η_m;
c) indiciranu snagu motora P_i;
d) indikatorski stepen korisnosti motora η_i.

Tokom ispitivanja je korišćen motorni benzin čija je donja toplotna moć H_d=42,5 MJ/kg. Radna zapremina motora je V_h=1372 cm^3, a taktnost τ =4.

Rešenje

Srednji efektivni pritisak motora p_e odredićemo iz već korišćenog izraza za efektivnu snagu motora:

$$P_e = \frac{V_h \cdot p_e \cdot n}{300 \cdot \tau} \tag{3.36}$$

$$\Rightarrow p_e = \frac{P_e \cdot 300 \cdot \tau}{V_h \cdot n} = \frac{34\ kW \cdot 300 \cdot 4}{1{,}372\ dm^3 \cdot 3790\ min^{-1}} = 7{,}846\ bar \tag{3.37}$$

Mehanički stepen korisnosti motora određuje se na osnovu poznavanja srednjeg indiciranog (indikatorskog) i srednjeg efektivnog pritiska:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{7{,}846\ bar}{9{,}51\ bar} = 0{,}825 \qquad \text{ili} \qquad \eta_m = 82{,}5\% \tag{3.38}$$

Indicirana snaga motora određuje se na osnovu izraza koji je po strukturi identičan izrazu za efektivnu snagu motora:

$$P_i = \frac{V_h \cdot p_i \cdot n}{300 \cdot \tau} = \frac{1{,}372\ dm^3 \cdot 9{,}51\ bar \cdot 3790\ min^{-1}}{300 \cdot 4} = 41{,}209\ kW \tag{3.39}$$

Indicirani stepen korisnosti određuje se na sledeći način:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{Q}_t} = \frac{P_i}{G_h \cdot H_d} = \frac{41{,}209\ kW}{9{,}52\ \frac{kg}{h} \cdot 42{,}5 \frac{MJ}{kg}} = 0{,}367 \qquad \text{ili} \qquad \eta_i = 36{,}7\% \tag{3.40}$$

3.9 Da li se sastav smeše može odrediti iz podataka o potrošnji vazduha i goriva?

Odgovor na ovo pitanje je potvrdan jer se u definicijama za koeficijent viška vazduha λ i odnos masa vazduha i goriva (*OMVG, AFR*), nalaze upravo podaci o masama vazduha i goriva koji učestvuju u sagorevanju u motoru SUS. Kako se ovi podaci mogu iskoristiti za jednostavno i brzo određivanje sastava smeše, pokazaćemo na sledećem primeru.

Međutim, imajući u vidu da protok vazduha ima izrazito dinamički karakter, tačnost merenja masenog protoka vazduha često je nedovoljna za pouzdano i tačno određivanje sastava smeše na datom režimu. Iako se protoci i goriva i vazduha uobičajeno mere pri ispitivanju motora, sastav smeše određen na ovaj način se uzima uslovno, a za dobijanje tačnijih vrednosti sastava smeše koriste se koncentracije pojedinih komponenata izduvne emisije motora koje se mere odgovarajućim tipovima gasnih analizatora.

Zadatak

Benzinski motor radne zapremine V_h=1372 cm^3 ispitan je eksperimentalno na probnom stolu. Za jedan radni režim motora izmerene su sledeće veličine:

broj obrtaja KV motora:	n=5800 min^{-1}
efektivna snaga motora:	P_e=52,94 kW
srednji zapreminski protok vazduha:	Q_v=3062,6 l/min
potrošena zapremina goriva:	ΔV_g=100 cm^3
interval merenja potrošnje goriva:	Δt_g=17,9 s
srednji pad pritiska u usisnom sistemu:	Δp_{UK}=9,4 kPa
srednja temperatura u usisnom sistemu:	t_{UK}=48 ^oC

Odrediti:

a) efektivni obrtni moment motora M_e;
b) srednji efektivni pritisak u cilindru p_e;
c) srednji maseni protok vazduha kroz motor G_v;
d) koeficijent punjenja motora η_V;
e) srednji maseni protok goriva (časovna potrošnja goriva) G_h;
f) specifičnu efektivnu potrošnju goriva g_e;
g) odnos masa vazduha i goriva ($OMVG$, AFR) ;
h) koeficijent viška vazduha λ.

Tokom ispitivanja na datom radnom režimu, pritisak okoline je p_0=989 $mbar$, a temperatura t_0=24 $^\circ C$. Stehiometrijska količina vazduha za korišćeno gorivo je L_0=14,7 $kg,v/kg,g$. Gustina goriva je ρ_g=752 kg/m^3. Motor je četvorocilindarski i radi po četvorotaktnom ciklusu.

Rešenje

a) efektivni obrtni moment motora M_e

Odredimo najpre efektivnu snagu motora iz podatka za efektivni obrtni moment motora i srednju ugaonu brzinu KV:

$$P_e[W] = M_e[Nm] \cdot \omega[s^{-1}] = M_e[Nm] \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n[min^{-1}]}{60} \tag{3.41}$$

$$M_e = \frac{P_e}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n[min^{-1}]}{60}} = \frac{52940\ W}{\frac{\pi \cdot 5800\ min^{-1}}{30}} = 87{,}206\ Nm$$

b) srednji efektivni pritisak u cilindru p_e

Srednji efektivni pritisak može se odrediti iz prethodno izračunate vrednosti za efektivnu snagu motora P_e na datom režimu, ili direktno, iz veze srednjeg efektivnog pritiska p_e i efektivnog obrtnog momenta motora M_e na datom režimu. U ovom primeru ćemo iskoristiti mogućnost da srednji efektivni pritisak odredimo direktno iz podatka za efektivni obrtni moment.

U izrazu za efektivnu snagu izrazićemo efektivnu snagu na isti način kao u prethodnoj tački ovog zadatka, s tim što će u izrazu biti prikazane i jedinice za pojedine veličine radi lakšeg praćenja i razumevanja:

$$P_e[kW] = \frac{V_h[dm^3] \cdot p_e[bar] \cdot n[min^{-1}]}{300 \cdot \tau} = \frac{M_e[Nm] \cdot \omega[s^{-1}]}{1000} \tag{3.42}$$

$$P_e[kW] = \frac{M_e[Nm] \cdot \pi \cdot n[min^{-1}]}{30000} \tag{3.43}$$

Odavde se dobija izraz za srednji efektivni pritisak:

$$\Rightarrow p_e[bar] = \frac{P_e \cdot 300 \cdot \tau}{V_h \cdot n} = \frac{M_e[Nm] \cdot \pi \cdot n[min^{-1}]}{30000} \cdot \frac{300 \cdot \tau}{V_h[dm^3] \cdot n[min^{-1}]} \tag{3.44}$$

$$p_e = \frac{M_e[Nm]}{100} \cdot \frac{\tau}{V_h[dm^3]} = \frac{87{,}206\ Nm \cdot 4}{100 \cdot 1{,}372\ dm^3} = 7{,}983\ bar$$

c) srednji maseni protok vazduha kroz motor G_v

Srednji maseni protok vazduha kroz motor određuje se iz podatka za izmereni zapreminski protok vazduha, uvođenjem korekcije za gustinu vazduha ispred protokomera (stanje spoljne sredine):

$$G_v = \dot{V}_{v,0} \cdot \rho_{v,0} = \dot{V}_{v,0} \cdot \frac{p_0}{R \cdot T_0} = \tag{3.45}$$

$$G_v = 3062{,}6 \frac{dm^3}{min} \cdot \frac{98900\ Pa}{287\ \frac{J}{kgK} \cdot (273 + 24)\ K} = 0{,}059223\ \frac{kg}{s}$$

d) koeficijent punjenja motora η_V

Koeficijent punjenja motora na datom režimu odredićemo na osnovu podatka o izmerenom masenom protoku vazduha i teorijskom protoku vazduha kroz motor na referentnim uslovima koji vladaju u usisnom kolektoru:

$$\eta_V = \frac{m_{v,stv}}{m_{v,teor}} = \frac{\frac{dm_{v,stv}}{dt}}{\frac{dm_{v,teor}}{dt}} = \frac{G_{v,0}}{G_{v,teor}} \tag{3.46}$$

$$\eta_V = \frac{G_{v,0}}{V_h \cdot \rho_{UK} \cdot n_c} = \frac{G_{v,0}}{V_h \cdot \frac{p_{UK}}{R \cdot T_{UK}} \cdot \frac{2 \cdot n}{\tau}} = \frac{G_{v,0}}{V_h \cdot \frac{(p_0 - \Delta p_{UK})}{R \cdot (273 + \Delta T_{UK})} \cdot \frac{2 \cdot n}{\tau}} \tag{3.47}$$

$$\eta_V = \frac{0{,}059223\ \frac{kg}{s}}{1372 \cdot 10^{-6} m^3 \cdot \frac{(98900 - 9400) Pa}{R \cdot (273 + 48) K} \cdot \frac{2 \cdot 5800\ min^{-1}}{4 \cdot 60}} = 0{,}919$$

e) srednji maseni protok goriva (časovna potrošnja goriva) G_h

Potrošnja goriva, prema podacima koji su dati u postavci zadatka, meri se zapreminskom metodom, pri čemu se meri vreme potrebno da motor potroši unapred definisanu, referentnu zapreminu goriva. Maseni protok ćemo odrediti iz podatka za zapreminski protok uvođenjem podatka za gustinu goriva:

$$G_h = \frac{\Delta V_{g,ref}}{\Delta t_{g,ref}} \cdot \rho_g = \frac{\Delta V_g}{\Delta t_g} \cdot \rho_g = \frac{100\ cm^3}{17{,}9\ s} \cdot 752 \frac{kg}{m^3} = 0{,}004201\ \frac{kg}{s} = 15{,}124\ \frac{kg}{h} \tag{3.48}$$

f) specifična efektivna potrošnja goriva g_e

Specifična efektivna potrošnja goriva izračunava se na sledeći način:

$$g_e = \frac{G_h}{P_e} = \frac{15{,}124\ \frac{kg}{h}}{52{,}94\ kW} = 0{,}2857\ \frac{kg}{kWh} = 285{,}7\ \frac{g}{kWh} \tag{3.49}$$

g) odnos masa vazduha i goriva ($OMVG, AFR$)

Odnos masa vazduha i goriva $OMVG$ koji učestvuju u sagorevanju (*eng. Air-Fuel Ratio* - AFR) lako se izračunava iz već dobijenih podataka za masene protoke vazduha i goriva:

$$OMVG = AFR = \frac{G_v}{G_h} = \frac{0{,}059223\ \frac{kg}{s}}{0{,}004201\ \frac{kg}{s}} = 14{,}097\ [-] \tag{3.50}$$

h) koeficijent viška vazduha λ

Koeficijent viška vazduha može se odrediti iz osnovnog izraza, kao odnos mase vazduha koja učestvuje u sagorevanju i mase vazduha potrebne za stehiometrijsko sagorevanje date količine goriva:

$$\lambda = \frac{m_{v,stv}}{m_{v,steh}} = \frac{\frac{dm_{v,stv}}{dt}}{\frac{dm_{v,steh}}{dt}} = \frac{G_{v,stv}}{L_o \cdot G_h} = \frac{OMVG}{L_o} = \frac{14{,}097\ \frac{kg,v}{kg,g}}{14{,}7 \frac{kg,v}{kg,g}} = 0{,}959 \tag{3.51}$$

3.10 Kako se iz potrošnje goriva može odrediti potrošnja vazduha motora na datom radnom režimu?

Postupak za određivanje protoka vazduha iz podatka o potrošnji goriva je relativno jednostavan, a oslanja se na primenu istih izraza koji su prikazani u prethodnom primeru. Za rešenje ovog problema, osim podatka o izmerenom protoku goriva (časovna potrošnja goriva), neophodno je poznavati i sastav smeše. Sastav smeše može biti određen na osnovu izmerenih koncentracija pojedinih komponenata izduvne emisije motora (CO_2, CO, HC, O_2, NO_x, itd.) primenom gasnih analizatora, ili direktno, na osnovu signala sa tzv. λ-senzora (O_2-senzor) koji određuje prisustvo kiseonika u izduvnim gasovima.

Zadatak

Ispitivanjem motora na probnom stolu, za dati radni režim motora utvrđeni su sledeći parametri:

koeficijent viška vazduha:	λ=1,01
zapreminski protok vazduha:	G_h=12,85 kg/h

Stehiometrijska količina vazduha za korišćeno gorivo je L_o=14,7 $kg,v/kg,g$. Odrediti srednji maseni protok vazduha na ovom radnom režimu.

Rešenje

Iz izraza za koeficijent viška vazduha:

$$\lambda = \frac{m_{v,stv}}{m_{v,steh}} = \frac{\frac{dm_{v,stv}}{dt}}{\frac{dm_{v,steh}}{dt}} = \frac{G_{v,stv}}{L_o \cdot G_h} \tag{3.52}$$

lako se dolazi do izraza za srednji maseni protok vazduha na datom režimu:

$$G_{v,stv} = \lambda \cdot L_o \cdot G_h = 1{,}01 \cdot 14{,}7 \frac{kg,v}{kg,g} \cdot 12{,}85\ \frac{kg}{h} = 190{,}784\ \frac{kg}{h} \tag{3.53}$$

3.11 Kako se dolazi do univerzalnog dijagrama specifične potrošnje i kako se on prikazuje?

Specifična potrošnja goriva g_e je efektivni radni parametar motora SUS, koji na najneposredniji način prikazuje ekonomičnost motora. Izražava se u $[g/kWh]$, te npr. specifična potrošnja motora od g_e=250 g/kWh ukazuje na to da motor troši 250 g goriva na čas rada po svakom kilovatu efektivne snage.

Ovako definisana potrošnja, koja se jednostavno računa kao:

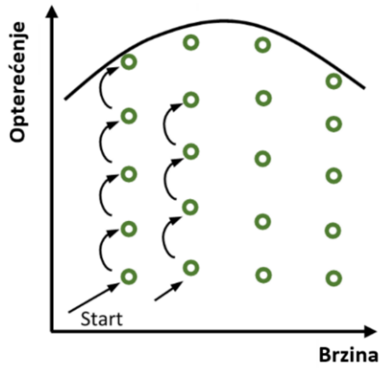
$$g_e = \frac{G_h \left[\frac{kg}{h}\right]}{P_e\ [kW]} \cdot 1000 \tag{3.54}$$

zapravo ukazuje na to koliko motor troši goriva za jedinicu efektivne snage koju dobijamo na izlazu kolenastog vratila. Ovakva, relativizovana potrošnja se zato može koristiti za međusobno poređenje ekonomičnosti različitih motora, nezavisno od njihove ukupne snage, radne zapremine i dr.

Specifična potrošnja, kao i brojni drugi efektivni parametri motora, menja se sa promenom radnog režima motora i zbog toga je pogodno analizirati je u dijagramu koji obuhvata celo radno polje motora. Radno polje motora definisano je graničnim vrednostima ugaone brzine kolenastog vratila sa jedne, i granicama opterećenja sa druge strane. Tako radnu tačku motora uvek možemo predstaviti u ravanskom koordinatnom sistemu definisanom osama koje prate broj obrtaja KV motora n $[min^{-1}]$ i opterećenje motora, gde se kao parametar opterećenja može uzeti obrtni efektivni moment motora M_e $[Nm]$ ili srednji efektivni pritisak p_e $[bar]$.

Efektivni parametar, u ovom slučaju specifična potrošnja, jeste vrednost koja prati radnu tačku i zbog toga ju je najjednostavnije prikazivati u trodimenzionalnom dijagramu kao z-koordinatu radne tačke motora.

Do univerzalnog dijagrama, tj. mape koja prikazuje kako se neki efektivni parametar menja sa promenom radnog režima u celokupnom radnom polju motora, dolazi se detaljnim laboratorijskim ispitivanjem na probnom stolu za motore. Tokom ispitivanja motor se postavlja u više različitih radnih režima, po mogućstvu ravnomerno raspoređenih po radnom polju motora. Ovo se najčešće realizuje kroz snimanje više karakteristika opterećenja.



Sl. 3.1 – Postupak ispitivanja motora snimanjem karakteristika opterećenja kroz niz stacionarnih radnih tačaka

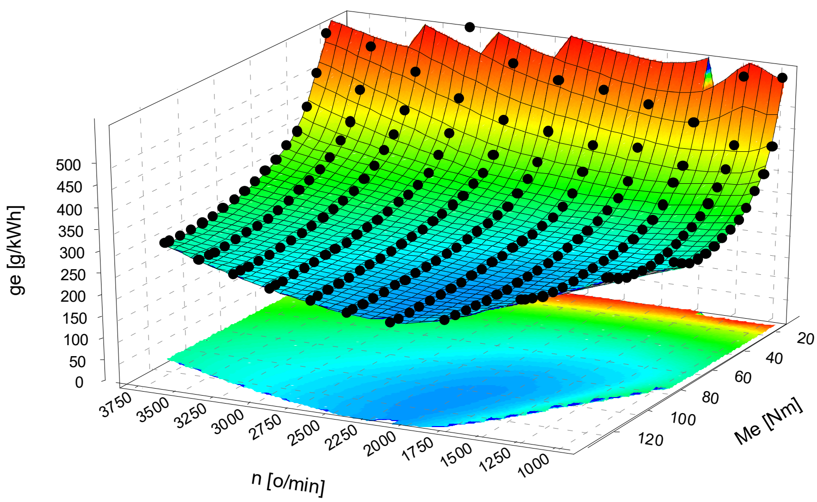
Na Sl. 3.1 načelno je prikazan, uobičajen tok ispitivanja, odnosno mapiranja radnog polja motora – snimanjem efektivnih parametara niza stacionarnih radnih režima motora kroz karakteristike opterećenja.

Specifična potrošnja motora, izmerena u svakoj od ispitivanih radnih tačaka, može se predstaviti u 3D dijagramu kao z-koordinata tačke, čiji je položaj određen režimom u radnom polju motora (x-koordinata je ugaona brzina KV motora, a y-koordinata je parametar opterećenja motora, npr. efektivni obrtni moment). Ovakav prikaz može se videti na Sl. 3.2.

Povorke tačaka na dijagramu predstavljaju nizove radnih režima, tj. karakteristike opterećenja.

Odgovarajućim numeričkim metodama nad skupom tačaka konstruiše se 3D površ koja na najbolji mogući način reprezentuje identifikovanu zavisnost efektivnog parametra (u ovom slučaju specifične potrošnje) od ugaone brzine KV i opterećenja motora. Tako definisana površ predstavlja matematički model koji opisuje kako se efektivni parametar menja u radnom polju motora. Uz snimanje dovoljnog broja radnih režima i primenu pogodnih numeričkih metoda za 3D interpolaciju, moguće je dobiti dovoljno tačne modele, pomoću kojih se onda mogu dovoljno tačno proceniti, vrednosti parametra na režimima koji nisu bili realizovani kroz sam proces ispitivanja na probnom stolu.

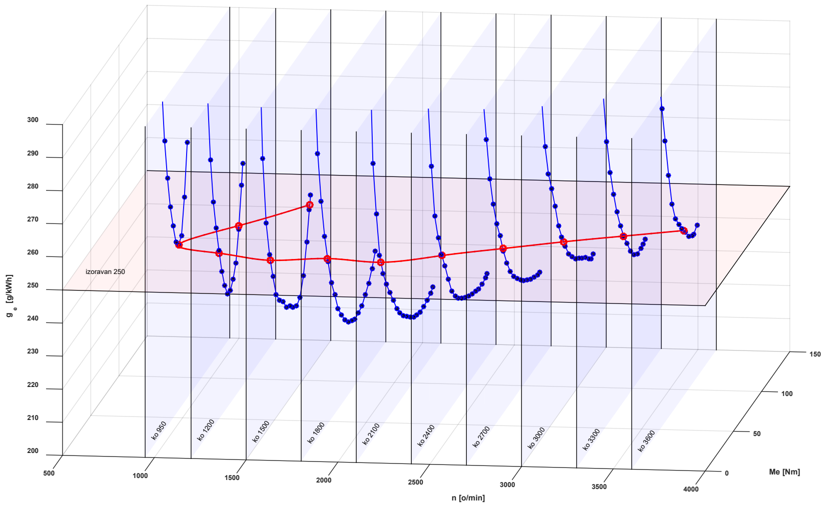
U praksi je pogodnije vršiti ovu analizu u ravni i zbog toga se 3D dijagram projektuje u ravan kojoj pripada domen radnog polja motora. Informacije o vrednostima efektivnog parametra se tada najjednostavnije prikazuju spektrom boja koji prati opseg promene efektivnog parametra (Sl. 3.2).



Sl. 3.2 – Primer 3D dijagrama specifične efektivne potrošnje motora (motor PSA DV4TD 8HT, ispitivan u laboratoriji za motore MFB)

Kako bi se jasnije, u ravni, predstavila trodimenzionalna površina koja reprezentuje promenu efektivnog parametra u radnom polju motora, pogodno je primeniti tehnike koje se koriste npr. u predstavljanju reljefa na geografskim kartama. U tom smislu, 3D površ se seče horizontalnim ravnima, pri čemu se dobijaju presečne krive – izolinije ili konture istovetne specifične potrošnje.

Postupak je prikazan na Sl. 3.3 gde se mogu uočiti karakteristike opterećenja sa originalno izmerenim vrednostima potrošnje (plave linije u vertikalnim ravnima), kao i jedna od horizontalnih ravni čiji presek sa karakteristikama opterećenja daje jednu od kontura – izoliniju specifične potrošnje od g_e=250 g/kWh.

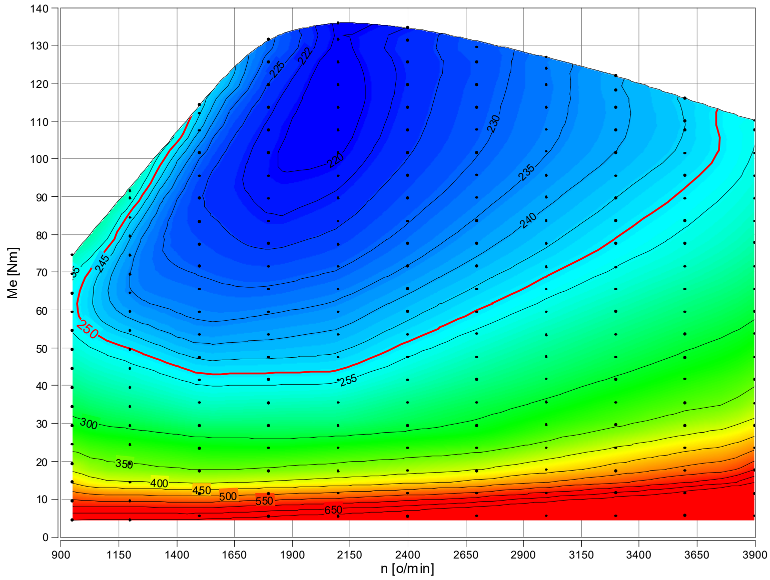


Sl. 3.3 – Postupak identifikacije izolinija specifične efektivne potrošnje goriva

Na Sl. 3.4 se može videti konačan izgled konturnog dijagrama specifične efektivne potrošnje goriva. Presečna kriva sa Sl. 3.3 (kontura g_e=250 g/kWh), projektovanjem u ravan radnog polja motora jednostavno je preslikana i radi lakšeg prepoznavanja označena crvenom bojom.

Sečenjem 3D površi proizvoljnim brojem horizontalnih ravni, konstruisanih na različitim nivoima specifične efektivne potrošnje, dobija se potreban broj izolinija specifične potrošnje, koje na taj način i u ravni veoma dobro reprezentuju trodimenzionalni karakter zavisnosti efektivnog parametra od broja obrtaja i opterećenja motora.

Dodatna pogodnost prikazivanja specifične efektivne potrošnje u konturnom dijagramu ogleda se i u jednoznačnom sagledavanju dela radnog polja u kome motor radi najekonomičnije. U zavisnosti od vrste motora, ta oblast se nekada može svesti na veoma usko područje ili šire polje, kao što je to slučaj na dijagramu prikazanom na Sl. 3.4. Ova oblast minimalne specifične potrošnje naziva se polom ekonomičnosti.



Sl. 3.4 – Univerzalni (konturni) dijagram specifične efektivne potrošnje

Oblast minimalne specifične potrošnje je i oblast u kojoj motor radi sa najvišim efektivnim stepenom korisnosti, jer je veza između ovih veličina direktna:

$$\eta_e = \frac{3.6 \cdot 10^6}{g_e \cdot H_d} \tag{3.55}$$

S obzirom na to da je rad motora najpoželjniji upravo u ovoj oblasti, ne čudi što se u literaturi sa engleskog govornog područja ona naziva *Engine's sweet spot.*

4 Osnove natpunjenja motora SUS

4.1 Šta predstavlja pojam natpunjenja motora SUS?

Natpunjenje motora (*eng. Supercharging, nem. Aufladung*) predstavlja postupak kojim se povećava gustina punjenja cilindra, tj. masa svežeg punjenja. Ideja o natpunjenju, tj. primeni neke vrste kompresora radi povećanja gustine i mase punjenja, stara je približno koliko i sam motor SUS. Prvu ideju o natpunjenju povećanjem pritiska na početku ciklusa dao je Rudolf Dizel, primenu kompresora prvi je razmatrao Reno (Renault), a prvi radijalni kompresor, posebno namenjen natpunjenju MSUS konstruisao je Švajcarac Bihi (Büchi).

4.2 Šta predstavlja pojam *downsizing*, a šta *downspeeding* i u kakvoj su vezi sa problematikom natpunjenja motora?

Nažalost, direktan prevod pojmova *downsizing* i *downspeeding*, koji potiču iz engleskog jezika, nije moguć, a činjenica da su opšteprihvaćeni u motorskoj literaturi i na drugim svetskim jezicima može poslužiti i kao opravdanje da se u izvornom obliku koriste i u domaćoj stručnoj literaturi. Zato će odgovor na ovo pitanje biti dat kroz opis i jednostavnu analizu globalnih i lako uočljivih efekata primene natpunjenja na osnovne radne parametre motora, uz napomenu da se ovi pojmovi odnose prevashodno na motore namenjene pogonu motornih vozila.

Downsizing

Natpunjenje predstavlja uobičajen postupak za povećanje litarske snage motora, što je oduvek i bio primarni cilj primene natpunjenja. Radi lakšeg razumevanja, iskoristićemo osnovni izraz za određivanje efektivne snage motora u kome se jasno vidi da je efektivna snaga direktno srazmerna srednjem efektivnom pritisku, pod pretpostavkom da radna zapremina i broj obrtaja KV motora ostanu nepromenjeni:

$$P_e = \frac{V_h \cdot p_e \cdot n}{300 \cdot \tau} = K_1 \cdot V_h \cdot p_e \cdot n = K_2 \cdot p_e \tag{4.1}$$

Kako natpunjenje utiče na srednji efektivni pritisak može se videti iz poznatog izraza koji se koristi za kvalitativnu analizu srednjeg efektivnog pritiska:

$$p_e = \eta_e \cdot \eta_V \cdot \frac{H_d}{1 + \lambda \cdot L_0} \cdot \frac{p_{UK}}{R \cdot T_{UK}} \tag{4.2}$$

Ukoliko se pretpostavi da se efektivni stepen korisnosti η_e, koeficijent punjenja η_V, karakteristike goriva H_d i L_0 i sastav smeše λ ne menjaju, jasno se zaključuje da na povećanje srednjeg efektivnog pritiska p_e presudno utiče vrednost pritiska u usisnom kolektoru p_{UK}.

Primena natpunjenja indirektno utiče i na povećanje efikasnosti sagorevanja kroz bolje punjenje cilindra, bolje vrtloženje smeše i brže prostiranje plamena. Imajući u vidu da je povećanje snage motora primenom natpunjenja relativno veće od povećanja ukupnih mehaničkih gubitaka, natpunjenje doprinosi i povećanju ukupnog mehaničkog stepena korisnosti motora i time doprinosi i povećanju ekonomičnosti motora.

Primenom natpunjenja istu potrebnu snagu moguće je dobiti iz motora manje radne zapremine i očekivano manje mase, što indirektno, ako je u pitanju pogon motornih vozila, utiče na dodatno smanjenje potrošnje goriva posredstvom smanjenja ukupne mase vozila.

Svi navedeni efekti obuhvaćeni su opšteprihvaćenim pojmom *downsizing*.

Downspeeding

Pojam *downspeeding* ne bi bilo moguće prevesti kao smanjenje brzine ili usporavanje, jer u konkretnom slučaju ovaj pojam nema taj smisao, već se vezuje za smanjenje nominalnog broja obrtaja motora. Postavlja se pitanje u kakvoj vezi se nalaze natpunjenje i smanjenje nominalnog broja obrtaja motora.

Ako se pođe od toga da je primenom natpunjenja moguće dobiti veću snagu motora, lako se zaključuje da je primenom natpunjenja moguće dobiti istu potrebnu snagu iz motora manje zapremine, ili iz motora manje zapremine i sa nižim vrednostima nominalnog broja obrtaja.

Postavićemo izraze za efektivnu snagu motora za dva različita seta osnovnih parametara:

$$P_{e,1} = \frac{V_{h,1} \cdot p_{e,1} \cdot n_1}{300 \cdot \tau} = K \cdot V_{h,1} \cdot p_{e,1} \cdot n_1 \tag{4.3}$$

$$P_{e,2} = \frac{V_{h,1} \cdot p_{e,2} \cdot n_2}{300 \cdot \tau} = K \cdot V_{h,2} \cdot p_{e,2} \cdot n_2 \tag{4.4}$$

Ukoliko efektivna snaga ostaje nepromenjena, primena natpunjenja omogućava da se uz smanjenje zapremine motora, smanji i nominalni broj obrtaja motora. Očekivani doprinos ove mere jeste sužavanje radne mape motora i pomeranje pola ekonomičnosti motora u deo radne mape koja se statistički najčešće koristi, a indirektno i smanjenje mehaničkih gubitaka koji zavise od broja obrtaja KV.

4.3 Kako se može jednostavno proceniti efekat primene natpunjenja na osnovne radne parametre motora?

Odgovor na ovo pitanje dobićemo ako primenimo osnovne izraze za efektivnu snagu, efektivni obrtni moment i srednji efektivni pritisak. Postupak ćemo prikazati na jednostavnom primeru iz prakse uz uvođenje određenih pretpostavki i pojednostavljenja koji omogućavaju jednostavnu kvalitativnu analizu, lakše razumevanje i zaključivanje.

Zadatak

Ispitivanjem motora na probnom stolu, za dati radni režim pri punom otvoru leptira utvrđeni su sledeći parametri:

srednji pad pritiska u usisnom sistemu:	Δp_{UK}=9,3 kPa
srednja temperatura u usisnom sistemu:	T_{UK}=48 $^{\circ}C$
koeficijent viška vazduha:	λ=1,02
efektivna snaga motora:	P_e=43 kW
broj obrtaja KV motora:	n=4700 min^{-1}

Proceniti efekat primene natpunjenja na efektivni obrtni moment motora M_e i litarsku snagu motora $P_{e,lit}$, ako se pri nepromenjenom sastavu smeše srednji pritisak u usisnom kolektoru poveća na p_{UK}=1,8 bar, a temperatura na t_{UK}=73 $°C$. Zanemariti uticaj natpunjenja na efektivni stepen korisnosti motora.

Tokom merenja pritisak okoline je p_0=989 $mbar$, a temperatura t_0=24$°C$. Donja toplotna moć goriva je H_d=42,5 MJ/kg. Stehiometrijska količina vazduha za korišćeno gorivo je L_0=14,7 $kg,v/kg,g$. Radna zapremina motora je V_h=1372 cm^3, a taktnost τ =4.

Rešenje

Efektivni obrtni moment usisnog motora izračunava se na osnovu poznatih vrednosti za efektivnu snagu i ugaonu brzinu kolenastog vratila:

$$M_{e,us} = \frac{P_{e,us}}{\omega} = \frac{P_{e,us}}{\pi \cdot n} \cdot 30 = \frac{43\ kW}{\pi \cdot 4700\ min^{-1}} \cdot 30 = 87{,}41\ Nm \tag{4.5}$$

Litarska snaga se izračunava kao odnos efektivne snage motora i zapremine motora, i za usisnu varijantu ima sledeću vrednost:

$$P_{e,lit,us} = \frac{P_{e,us}}{V_h} = \frac{43\ kW}{1{,}372\ dm^3} = 31{,}34\ kW \tag{4.6}$$

Srednji efektivni pritisak se može izračunati na osnovu vrednosti za efektivnu snagu i broj obrtaja motora:

$$p_{e,us} = \frac{P_{e,us} \cdot 300 \cdot \tau}{V_h \cdot n} = \frac{43\ kW \cdot 300 \cdot 4}{1{,}372\ dm^3 \cdot 4700\ min^{-1}} = 8{,}0\ bar \tag{4.7}$$

Isti parametar može biti izražen i na sledeći način:

$$p_e = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot \frac{H_d}{1 + \lambda \cdot L_0} \cdot \rho_{sm} \approx \eta_e \cdot \eta_v \cdot \frac{H_d}{1 + \lambda \cdot L_0} \cdot \frac{p_{UK}}{R \cdot T_{UK}} \tag{4.8}$$

gde je ρ_{sm} gustina smeše. Odavde je moguće proceniti promenu srednjeg efektivnog pritiska nakon primene natpunjenja motora:

$$\frac{p_{e,ntp}}{p_{e,us}} = K_{pe} = \frac{\eta_{e,ntp} \cdot \eta_{v,ntp} \cdot \frac{H_d}{1 + \lambda \cdot L_0} \cdot \frac{p_{UK,ntp}}{R \cdot T_{UK,ntp}}}{\eta_{e,us} \cdot \eta_{v,us} \cdot \frac{H_d}{1 + \lambda \cdot L_0} \cdot \frac{p_{UK,us}}{R \cdot T_{UK,us}}} \tag{4.9}$$

Ako se zanemari uticaj natpunjenja na efektivni stepen korisnosti i koeficijent punjenja motora, dobija se sledeći izraz:

$$\frac{p_{e,ntp}}{p_{e,us}} = K_{pe} = \frac{\frac{p_{UK,ntp}}{T_{UK,ntp}}}{\frac{p_{UK,us}}{T_{UK,us}}} = \frac{\frac{1{,}8 \cdot 10^5\ Pa}{(273 + 73)\ K}}{\frac{(98900 - 9300)\ Pa}{(273 + 48)\ K}} = 1{,}864 \tag{4.10}$$

Za natpunjeni motor, srednji efektivni pritisak može se proceniti na sledeći način:

$$p_{e,ntp} = K_{pe} \cdot p_{e,us} = 1{,}864 \cdot 8{,}0\ bar = 14{,}91\ bar \tag{4.11}$$

Efektivna snaga motora, litarska snaga motora i efektivni obrtni moment za natpunjeni motor uvećavaju se proporcionalno, sa istim faktorom kao i srednji efektivni pritisak. Pokazaćemo to kombinovanjem poznatog izraza za efektivnu snagu motora za dva posmatrana slučaja:

$$P_{e,us} = \frac{V_h \cdot p_{e,us} \cdot n}{300 \cdot \tau} \tag{4.12}$$

$$P_{e,ntp} = \frac{V_h \cdot p_{e,ntp} \cdot n}{300 \cdot \tau} \tag{4.13}$$

$$\Rightarrow P_{e,ntp} = \frac{p_{e,ntp}}{p_{e,us}} \cdot P_{e,us} = 1{,}864 \cdot 43\ kW = 80{,}15\ kW \tag{4.14}$$

Na isti način se može doći i do odgovarajuće proporcije za litarsku snagu motora:

$$P_{e,lit,ntp} = \frac{p_{e,ntp}}{p_{e,us}} \cdot P_{e,lit,us} = 1{,}864 \cdot 31{,}34\ kW = 58{,}42\ kW \tag{4.15}$$

Za slučaj efektivnog obrtnog momenta motora, postavićemo osnovni izraz koji povezuje efektivni obrtni moment i efektivnu snagu motora, npr. za varijantu motora sa prirodnim punjenjem:

$$P_{e,us} = \frac{V_h \cdot p_{e,us} \cdot n}{300 \cdot \tau} = M_{e,us} \cdot \omega = M_{e,us} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \tag{4.16}$$

$$M_{e,us} = p_{e,us} \cdot \frac{V_h}{10 \cdot \pi \cdot \tau} = p_{e,us} \cdot K_M \tag{4.17}$$

$$\Rightarrow M_{e,ntp} = \frac{p_{e,ntp}}{p_{e,us}} \cdot M_{e,us} = 1{,}864 \cdot 87{,}41\ \ Nm = 162{,}93\ Nm \tag{4.18}$$

4.4 Koliko bi bilo neophodno povećati broj obrtaja usisne verzije istog motora da bi se dobio isti stepen povećanja snage kao i u slučaju primene natpunjenja?

Do odgovora ćemo doći kada primenimo osnovni izraz za efektivnu snagu motora u kome figurišu srednji efektivni pritisak p_e, radna zapremina V_h, broj obrtaja KV n i taktnost motora τ. Da bi se stekao osećaj za realne vrednosti, procena će biti data za slučaj iz prethodnog zadatka (tačka 4.3). U prvom približenju, zanemarićemo da promena brzohodnosti, odnosno brzinsko forsiranje u konkretnom slučaju, utiče bitno na promenu srednjeg efektivnog pritiska usisnog motora.

Rešenje

Iz izraza za efektivnu snagu motora sledi izraz za određivanje broja obrtaja pri kome bi motor u usisnoj varijanti dostigao snagu koju ostvaruje natpunjeni motor. Ovog puta, uvodi se odgovarajući indeks i za broj obrtaja KV:

$$P_{e,us}{}^{*} = \frac{V_h \cdot p_{e,us} \cdot n_{us}{}^{*}}{300 \cdot \tau} = P_{e,ntp} \tag{4.19}$$

$$\Rightarrow\ n_{us}{}^{*} = P_{e,ntp} \cdot \frac{300 \cdot \tau}{V_h \cdot p_{e,us}} = 80{,}15\ kW \cdot \frac{300 \cdot 4}{1{,}372\ dm^3 \cdot 8{,}0\ bar} = 8762{,}7\ min^{-1} \tag{4.20}$$

Imajući u vidu da sa povećanjem nominalnog broja obrtaja KV neminovno opada vrednost srednjeg efektivnog pritiska usled povećanja mehaničkih gubitaka i povećanja strujnih otpora tokom usisavanja, zaključuje se da dobijena vrednost novog broja obrtaja predstavlja, zapravo, konzervativnu procenu, a da bi faktor realnog povećanja nominalnog broja obrtaja morao biti veći od 1,864.

4.5 Koliko bi bilo neophodno povećati radnu zapreminu usisnog motora da bi se pri nepromenjenom nominalnom broju obrtaja dobilo isto povećanje snage kao i u slučaju natpunjenja?

Kao i u prethodnom zadatku, i ovde ćemo se poslužiti istim primerom (tačka 4.3) da bismo došli do tražene procene. I u ovom slučaju, u prvom približenju, može se uvesti pretpostavka da se srednji efektivni pritisak ne menja sa promenom zapremine.

Rešenje

Postavićemo sličan izraz kao u prethodnom zadatku, ali će umesto za broj obrtaja, indeks biti uveden za radnu zapreminu.

$$P_{e,us}{}^{*} = \frac{V_{h,us}{}^{*} \cdot p_{e,us} \cdot n_{us}}{300 \cdot \tau} = P_{e,ntp} \tag{4.21}$$

$$V_{h,us}{}^{*} = \frac{P_{e,ntp} \cdot 300 \cdot \tau}{p_{e,us} \cdot n_{us}} = \frac{80{,}15\ kW \cdot 300 \cdot 4}{8{,}0\ bar \cdot 4700\ min^{-1}} = 2{,}558\ dm^3 \tag{4.22}$$

Prema očekivanju, faktor povećanja radne zapremine koji je neophodan za postizanje snage natpunjenog motora pri nepromenjenom nominalnom broju obrtaja, iznosi 2,558. U ovom slučaju, povećanje zapremine motora utiče na povećanje mase motora, ukupnih dimenzija motora i cene motora.

4.6 Kako se može odrediti potreban protok goriva i parametri brizgača za slučaj primene natpunjenja?

U analizama efekata primene natpunjenja uvek se insistira na tome da je povećanje ekonomičnosti jedan od ključnih pozitivnih aspekata, iako iz ugla običnog korisnika teško može biti govora o povećanju ekonomičnosti primenom koncepta izvorno namenjenog povećanju snage motora. Zapravo, pozitivan efekat se ogleda u smanjenju specifične efektivne potrošnje goriva u kome su sadržani svi pojedinačni pozitivni doprinosi natpunjenja. Jasno je da primena natpunjenja i povećanje snage koje iz toga proističe, neminovno moraju dovesti do proporcionalnog povećanja masenog protoka goriva. U apsolutnom domenu, dakle, ako se prati časovna potrošnja goriva, odnosno srednji maseni protok goriva, ne može biti govora o pozitivnom efektu.

Za praktičnu primenu neophodno je obezbediti procenu za potrebnu količinu goriva, tj. obezbediti procenu za srednji maseni protok goriva na datom režimu. Odatle se može proceniti i potreban protočni presek brizgača za gorivo, tj. proceniti da li postojeći brizgač može biti upotrebljen i na varijanti istog motora sa natpunjenjem. Postupak ćemo prikazati na već korišćenom primeru benzinskog motora.

Zadatak

Za slučaj iz prethodnog zadatka (tačka 4.3), odrediti protok goriva i ciklusnu količinu goriva i proceniti vreme otvaranja brizgača za usisnu i natpunjenu verziju motora, ako je statička protočna karakteristika brizgača koji se serijski ugrađuje K_{bs}=109 cm^3/min.

Koeficijent punjenja usisnog motora iznosi η_V=0,86. Pretpostaviti da natpunjeni motor radi sa istim, nepromenjenim koeficijentom punjenja.

Koliko će vreme otvaranja brizgača biti na nominalnom režimu pri n =4700 min^{-1}? Da li u tom slučaju može biti primenjen serijski brizgač?

Rešenje

Najpre ćemo odrediti maseni protok vazduha kroz natpunjeni motor kao proizvod mase vazduha koja teorijski staje u clindar, $m_{v,teor}$, koeficijenta punjenja η_V i broja ciklusa u jedinici vremena n_C:

$$G_{v,ntp} = m_{v,teor} \cdot \eta_{V,ntp} \cdot n_C = m_{v,teor} \cdot \eta_{V,ntp} \cdot \frac{2 \cdot n}{\tau} \tag{4.23}$$

Gustina vazduha u usisnom kolektoru natpunjenog motora iznosi:

$$\rho_{UK,ntp} = \frac{p_{UK,ntp}}{R \cdot T_{UK,ntp}} = \frac{180000\ Pa}{287\ \frac{J}{kgK} \cdot (273 + 73)\ K} = 1{,}8126\ \frac{kg}{m^3} \tag{4.24}$$

Teorijska masa gasa koja staje u cilindre motora određuje se na sledeći način:

$$m_{V,teor} = \rho_{UK,ntp} \cdot V_h = 1{,}8126\ \frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}001372\ m^3 = 0{,}00249\ kg \tag{4.25}$$

Stvarni maseni protok vazduha kroz motor dobija se zamenom dobijenih vrednosti za teorijsku masu i gustinu:

$$G_{v,ntp} = 0{,}00249\ kg \cdot 0{,}86 \cdot \frac{2 \cdot 4700\ min^{-1}}{4} = 0{,}08379\ \frac{kg}{s} \tag{4.26}$$

Srednji maseni protok goriva (časovna potrošnja goriva) određuje se na sledeći način:

$$G_{h,ntp} = \frac{G_{v,ntp}}{\lambda \cdot L_O} = \frac{0{,}08379\ \frac{kg}{s}}{1{,}02 \cdot 14{,}7\ \frac{kg,v}{kg,g}} = 0{,}00559\ \frac{kg}{s} = 20{,}124\ \frac{kg}{h} \tag{4.27}$$

Srednji zapreminski protok goriva određuje se na osnovu poznate gustine goriva i masenog protoka:

$$\dot{V}_{g,ntp} = \frac{G_{h,ntp}}{\rho_g} = \frac{0{,}00559\ \frac{kg}{s}}{752\ \frac{kg}{m^3}} \cdot 10^6 = 7{,}433\ \frac{cm^3}{s} \tag{4.28}$$

Ciklusna količina goriva određuje se na sledeći način:

$$b_C = \frac{G_{h,ntp}}{\rho_g \cdot z \cdot n_c} = \frac{\dot{V}_{g,ntp}}{z \cdot n_c} = \frac{\dot{V}_{g,ntp}}{z \cdot \frac{2 \cdot n}{\tau}} = \frac{7{,}433\ \frac{cm^3}{s}}{4 \cdot \frac{2 \cdot 4700\ min^{-1}}{4} \cdot \frac{1}{60}} = 0{,}0474\ \frac{cm^3}{cikl.} \tag{4.29}$$

Vreme trajanja impulsa za otvaranje brizgača određuje se na osnovu protočne karakteristike brizgača i ciklusne količine goriva. Na taj način se dobija približna vrednost dužine vremenskog intervala tokom koga će brizgač biti otvoren, pod pretpostavkom da je protok kroz brizgač konstantan i da je jednak statičkoj protočnoj karakteristici brizgača koju deklariše proizvođač.

$$\Delta t_{ob} = \frac{b_c}{K_{bs}} = \frac{0{,}0474\ \frac{cm^3}{cikl.}}{109\ \frac{cm^3}{min}} = 0{,}000435\ min = 0{,}02609\ s = 26{,}09\ ms \tag{4.30}$$

Da bismo utvrdili da li se serijski brizgač koji se ugrađuje na usisni motor može iskoristiti i za natpunjeni motor, neophodno je odrediti vreme trajanja jednog ciklusa na datom režimu.

$$\Delta t_{C@4700} = \frac{1}{n_c} = \frac{1}{\frac{2 \cdot n}{\tau}} = \frac{4}{2 \cdot 4700\ min^{-1}} = 0{,}02553\ s = 25{,}53\ ms \tag{4.31}$$

S obzirom na to da je vreme trajanja impulsa za otvaranje brizgača Δt_{ob} veće od vremena trajanja ciklusa Δt_C na datom nominalnom režimu, serijski ugrađen brizgač ne može biti korišćen na natpunjenom motoru.

4.7 Kako se izračunavaju temperatura i gustina vazduha iza napojnog kompresora? Koliki rad je potrebno uložiti za sabijanje date količine vazduha na zadati pritisak punjenja?

Za izračunavanje parametara u izlaznom preseku kompresora, uobičajeno se koristi pretpostavka o izentropskoj promeni stanja. Nesavršenost procesa koja je praćena razmenom toplote, uzima se u obzir preko izentropskog stepena korisnosti kompresora koja se može odrediti iz karakteristike kompresora koja se može dobiti od proizvođača ili eksperimentalnim putem u laboratoriji.

Postupak ćemo pokazati na jednostavnom primeru uz odgovarajući grafički prikaz jednostavne instalacije za natpunjenje, pri čemu se neće ulaziti u pojedinosti vezane za tip kompresora i način pogona kompresora.

Zadatak

Na radijalnom kompresoru koji je namenjen natpunjenju motora SUS, izmereni su sledeći podaci:

podpritisak ispred kompresora:	Δp_{K1}=200 Pa
temperatura ispred kompresora:	t_1=22 $°C$
nadpritisak iza kompresora:	Δp_{K2}=80 kPa

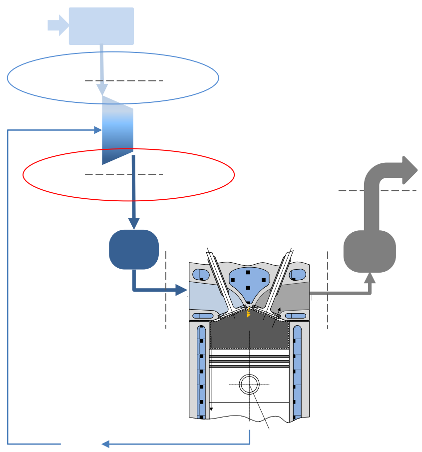
Odrediti:

a) temperaturu vazduha iza kompresora;
b) gustinu vazduha iza kompresora;
c) izentropski rad kompresora;
d) rad kompresora, ako je izentropski stepen korisnosti kompresora poznat i iznosi $\eta_{K,S}$=0,65.

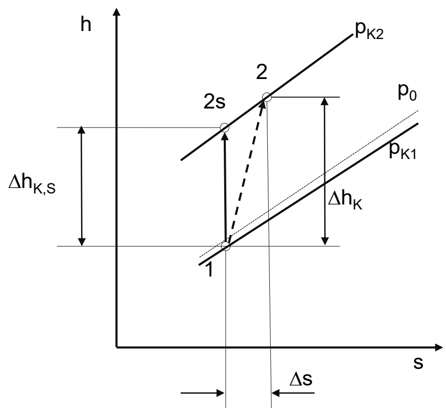
Pritisak spoljne sredine je p_0=1 bar, a temperatura t_0=25 $°C$. Specifična toplota vazduha pri konstantnom pritisku je c_p=1005 J/kgK, a eksponent izentrope κ=1,4.

Rešenje

Pojednostavljena šema sistema natpunjenja prikazana je na Sl. 4.1. Pošto postavkom zadatka nije obuhvaćen problem pogona kompresora, taj detalj je izostavljen sa šeme, ali se radi lakšeg razumevanja i praćenja može pretpostaviti da je pogon kompresora mehanički sa kolenastog vratila.



Sl. 4.1 – Šema natpunjenja MSUS



Sl. 4.2 – Prikaz promene stanja u kompresoru

Najpre ćemo odrediti apsolutni pritisak ispred kompresora koji je prema postavci zadatka određen padom pritiska ispred kompresora:

$$p_{K1} = p_0 - \Delta p_{K1} = 100000\ Pa - 200\ Pa = 99800\ Pa = 0{,}998\ bar \tag{4.32}$$

Apsolutni pritisak iza kompresora definisan je natpritiskom iza kompresora:

$$p_{K2} = p_0 + \Delta p_{K2} = 100000\ Pa + 80000\ Pa = 180000 Pa = 1{,}8\ bar \tag{4.33}$$

Odnos pritisaka u izlaznom i ulaznom preseku kompresora definisan je na sledeći način:

$$\Pi_K = \frac{p_{K2}}{p_{K1}} = \frac{1{,}8\ bar}{0{,}998\ bar} = 1{,}8036 \tag{4.34}$$

Temperatura ispred kompresora u apsolutnoj Kelvinovoj skali iznosi:

$$T_{K1} = t_{K1} + 273 = (22 + 273)\ K = 295\ K \tag{4.35}$$

Promena stanja u kompresoru može se pratiti u h-s dijagramu prikazanom na Sl. 4.2. Idealna promena stanja u kompresoru bila bi izentropska, i stanje na kraju sabijanja u tom slučaju bilo bi određeno tačkom

2s. Stanje na kraju realne promene stanja prikazano je tačkom 2 i, načelno, može se odrediti pretpostavljajući politropsku promenu. Odredimo najpre stanje na kraju izentropskog sabijanja.

Jednačine stanja idealnog gasa za presek ispred kompresora (stanje 1) i iza kompresora u slučaju izentropskog sabijanja (stanje 2s) date su na sledeći način:

$$p_{K1} \cdot V_{K1} = m_{K1} \cdot R \cdot T_{K1} \tag{4.36}$$

$$p_{K2,S} \cdot V_{K2,S} = m_{K2,S} \cdot R \cdot T_{K2,S} \tag{4.37}$$

Za izentropsku promenu stanja u kompresoru važi sledeći izraz:

$$p_{K2,S} \cdot {V_{K2,S}}^{\kappa} = p_{K1} \cdot {V_{K1}}^{\kappa} \tag{4.38}$$

Iz prethodnih izraza, pod pretpostavkom da je instalacija zaptivena i da nema promene mase gasa u kompresoru, dolazi se do sledećeg izraza:

$$\frac{T_{K2,S}}{T_{K1}} = \left(\frac{p_{K2,S}}{p_{K1}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_{K1} \cdot {\Pi_K}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{4.39}$$

Pošto je krajnji pritisak na kraju idealne i realne promene stanja u kompresoru isti, prethodni izraz dobija sledeći oblik i njime se može odrediti temperatura na kraju izentropskog sabijanja:

$$T_{K2,S} = T_{K1} \cdot \left(\frac{p_{K2}}{p_{K1}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_{K1} \cdot {\Pi_K}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 295\ K \cdot 1{,}8036^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 349{,}14\ K \tag{4.40}$$

Porast temperature pri izentropskom sabijanju u kompresoru iznosi:

$$\Delta T_{K,S} = T_{K2,S} - T_{K1} = 349{,}14\ K - 295\ K = 54{,}14\ K \tag{4.41}$$

Izentropski stepen kompresora definisan je kao odnos razlike entalpija ispred i iza kompresora pri izentropskom procesu i razlike entalpija u istim presecima u slučaju realnog procesa sabijanja:

$$\eta_{K,S} = \frac{\Delta h_{K,S}}{\Delta h_K} = \frac{h_{K2,S}-h_{K1}}{h_{K2}-h_{K1}} = \frac{c_p(T_{K2,S}) \cdot T_{K2,S} - c_p(T_{K1}) \cdot T_{K1}}{c_p(T_{K2}) \cdot T_{K2} - c_p(T_{K1}) \cdot T_{K1}} \tag{4.42}$$

Pretpostavljajući da se specifična toplota gasa ne menja usled porasta temperature tokom sabijanja, prethodni izraz se može pojednostaviti:

$$\eta_{K,S} = \frac{T_{K2,S} - T_{K1}}{T_{K2} - T_{K1}} = \frac{T_{K1} \cdot \left({\Pi_K}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right)}{T_{K2} - T_{K1}} \tag{4.43}$$

Odavde je moguće direktno izraziti temperaturu na kraju realne promene stanja u kompresoru:

$$T_{K2} = T_{K1} \cdot \left[1 + \frac{1}{\eta_{K,S}} \cdot \left({\Pi_K}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right)\right] \tag{4.44}$$

a nakon zamene konkretnih vrednosti dobija se sledeći rezultat:

$$T_{K2} = 295\ K \cdot \left[1 + \frac{1}{0{,}65} \cdot \left(1{,}8036^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1\right)\right] = 378{,}29\ K \tag{4.45}$$

Do istog rezultata se može doći i ako se najpre izračuna porast temperature tokom realne promene stanja, kada se izraz za izentropski stepen korisnosti transformiše na sledeći način:

$$\eta_{K,S} = \frac{T_{K2,S} - T_{K1}}{T_{K2} - T_{K1}} = \frac{\Delta T_{K,S}}{\Delta T_K} \quad \Rightarrow \Delta T_K = \frac{\Delta T_{K,S}}{\eta_{KS}} = \frac{54{,}14\ K}{0{,}65} = 83{,}29\ K \tag{4.46}$$

Gustina vazduha iza kompresora može se izračunati iz jednačine stanja idealnog gasa, ako se uvede podatak za temperaturu na kraju realne promene stanja tokom sabijanja:

$$p_{K2} \cdot V_{K2} = m_{K2} \cdot R \cdot T_{K2} \tag{4.47}$$

$$\Rightarrow \rho_{K2} = \frac{m_{K2}}{V_{K2}} = \frac{p_{K2}}{R \cdot T_{K2}} = \frac{180000\ Pa}{287\ \frac{J}{kgK} \cdot 378{,}29\ K} = 1{,}658\ \frac{kg}{m^3} \tag{4.48}$$

Iz prethodnog rezultata se jasno zaključuje da porast gustine, što je primarni cilj primene natpunjenja, ne prati porast pritiska u kompresoru, a razlog za to jeste zagrevanje vazduha u kompresoru.

Izentropski rad u kompresoru, sveden na jediničnu masu gasa, ukoliko se zanemari promena specifične toplote, izračunava se na sledeći način:

$$w_{K,S} = c_p(T_{K2,S}) \cdot T_{K2,S} - c_p(T_{K1}) \cdot T_{K1} \approx c_p(T_{K2,S} - T_{K1}) \tag{4.49}$$

Kada se zamene brojne vrednosti dobija se sledeći rezultat:

$$w_{K,S} = 1005\ \frac{J}{kgK}(349{,}14\ K - 295\ K) = 54410{,}7\ \frac{J}{kg} = 54{,}411\ \frac{kJ}{kg} \tag{4.50}$$

Rad kompresora pri realnoj promeni stanja može se odrediti uvođenjem izentropskog stepena korisnosti:

$$w_K = \frac{w_{K,S}}{\eta_{K,S}} = \frac{54{,}411\ \frac{kJ}{kg}}{0{,}65} = 83{,}709\ \frac{kJ}{kg} \tag{4.51}$$

4.8 Kako se može umanjiti negativan uticaj porasta temperature pri sabijanju u napojnom kompresoru?

U prethodnom primeru pokazano je da stepen porasta gustine ne prati stepen porasta pritiska u kompresoru, što je posledica negativnog uticaja promene temperature gasa. Nažalost, porast temperature u kompresoru je neminovan, ali se naknadnim hlađenjem taj negativan uticaj može u znatnoj meri kompenzovati.

Nadovezaćemo se na primer iz prethodnog zadtaka (tačka 4.7) i proveriti koliko se može povećati gustina punjenja primenom jednostavnog izmenjivača toplote između kompresora i usisnog kolektora motora.

Zadatak

Za slučaj iz prethodnog zadatka odrediti termodinamičke parametre u usisnom kolektoru ako se ugradi međuhladnjak sledećih karakteristika:

pad pritiska na mađuhladnjaku: Δp_{MH}=120 mmH_2O
pad temperature na međuhladnjaku: Δt_{MH}=40 $^\circ C$

Rešenje

Radi lakšeg praćenja rešenja, osnovne oznake prikazane su na šemi instalacije za natpunjenje motora u kojoj se nalazi i međuhladnjak (sl. 4.3).

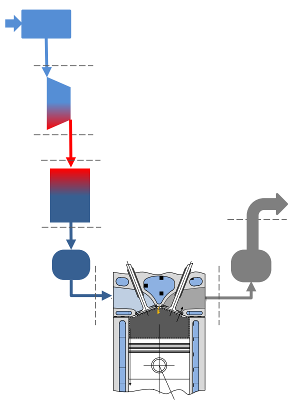
Pad pritiska na međuhladnjaku, preračunat u Pa, iznosi:

$$\Delta p_{MH}[Pa] = \Delta p_{MH}[mmH_2O] \cdot g \cdot \rho_{H_2O} = 120\, mmH_2O \cdot 9{,}81\, \frac{m}{s^2} \cdot 1000\, \frac{kg}{m^3} \tag{4.52}$$

$$\Delta p_{MH} = 1177{,}2\, Pa \tag{4.53}$$

Pritisak iza međuhladnjaka će biti umanjen usled strujnih otpora u međuhladnjaku:

$$p_{MH2} = p_{K2} - \Delta p_{MH} = 180000\, Pa - 1177{,}2\, Pa = 178822{,}8\, Pa \tag{4.54}$$



p_0, T_0	pritisak i temprature spoljne okoline
p_{VF}, T_{VF}	stanje u prečistaču za vazduh
p_{K1}, T_{K1}	stanje vazduha ispred kompresora
p_{K2}, T_{K2}	stanje vazduha iza kompresora
p_{MH1}, T_{MH1}	stanje vazduha ispred međuhladnjaka
p_{MH1}, T_{MH1}	stanje vazduha iza međuhladnjaka
p_{UK}, T_{UK}	pritisak i temperatura vazduha u usisnom kolektoru
p_{IK}, T_{IK}	pritisak i temperatura gasova u izduvnom kolektoru

Sl. 4.3 – Šema natpunjenja MSUS sa međuhlađenjem

Temperatura iza međuhladnjaka dobija se kada se uvede podatak za temperaturni pad u međuhladnjaku:

$$T_{MH2} = T_{MH1} - \Delta T_{MH} = T_{K2} - \Delta T_{MH} = 378{,}29\, K - 40\, K = 338{,}29\, K \tag{4.55}$$

Gustina punjenja u usisnom kanalu (iza međuhladnjaka) tada iznosi:

$$\rho_{MH2} = \frac{p_{MH2}}{R \cdot T_{MH2}} = \frac{178822{,}8\, Pa}{287\, \frac{J}{kgK} \cdot 338{,}29\, K} = 1{,}842\, \frac{kg}{m^3} \tag{4.56}$$

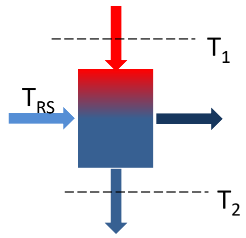
Iz ovog primera se zaključuje da se ugradnjom međuhladnjaka neminovno uvodi i pad pritiska, ali je ukupan efekat pozitivan i, u slučaju primene hladnjaka visoke efikasnosti, gustina vazduha se može znatno povećati. Takođe, važno je napomenuti da se radi postizanja željene gustine punjenja, ugradnjom međuhladnjaka može smanjiti potreban porast pritiska u kompresoru. Čitaocu se preporučuje da samostalno, iterativnim putem odredi koliko se može smanjiti pritisak na izlazu iz kompresora da bi se primenom natpunjenja održala gustina na nivou od 1,658 kg/m^3, koja je određena u prethodnom primeru.

4.9 Kako se definiše efektivnost međuhladnjaka?

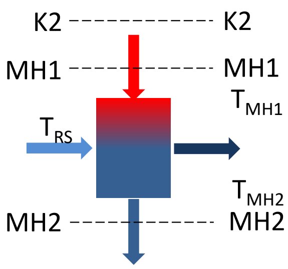
Efektivnost izmenjivača toplote definiše se kao odnos odvedene količine toplote i maksimalne količine toplote koja se sa fluida može odvesti. Ukoliko se zanemari promena specifične toplote, efektivnost izmenjivača toplote predstavlja odnos realno postignute razlike temperatura na izmenjivaču i maksimalne razlike koja se hipotetički postiže ukoliko se fluid koji se hladi, ohladi do temperature rashladnog sredstva.

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{Q_{o,max}} \approx \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{RS}} \tag{4.57}$$

Šematski prikaz međuhladnjaka u opštem slučaju prikazan je na Sl. 4.4, a šematski prikaz međuhladnjaka za kondicioniranje temperature vazduha u instalaciji za natpunjenje sa odgovarajućim oznakama karakteritičnih veličina prikazan je na Sl. 4.5.



Sl. 4.4 – Šema izmenjivača toplote



Sl. 4.5 – Šema međuhladnjaka u sistemu natpunjenja MSUS

Ukoliko se definicija efektivnosti izmenjivača toplote primeni na međuhladnjak kao poseban slučaj izmenjivača toplote i ako se pretpostavi da nema promene temperature vazduha tokom prestrujavanja iz kompresora u međuhladnjak ($T_{K2} \approx T_{MH1}$), izraz dobija sledeći oblik:

$$\varepsilon_{MH} = \frac{T_{MH1} - T_{MH2}}{T_{MH1} - T_{RS}} = \frac{T_{K2} - T_{MH2}}{T_{K2} - T_{RS}} \tag{4.58}$$

U većini slučajeva međuhladnjak se izvodi kao izmenjivač toplote tipa vazduh-vazduh, pa je u tom slučaju temperatura rashladnog sredstva približno jednaka temperaturi vazduha na ulazu u kompresor. U tom slučaju izraz postaje još jednostavniji za primenu:

$$\varepsilon_{MH} = \frac{T_{MH1} - T_{MH2}}{T_{MH1} - T_{RS}} = \frac{T_{K2} - T_{MH2}}{T_{K2} - T_{K1}} \tag{4.59}$$

Ukoliko bi usisni vazduh bio ohlađen do nivoa temperature rashladnog sredstva, efektivnost međuhladnjaka, odnosno izmenjivača toplote u opštem slučaju, bila bi jednaka 1, što se smatra idealnim slučajem. U sledećem primeru ćemo pokazati kako se praktično određuje efektivnost međuhladnjaka.

Zadatak

Ispitivanjem su utvrđeni sledeći parametri:

temperatura ispred kompresora: t_{K1}=123 ℃
temperatura iza kompresora: t_{K2}=185 ℃

Odrediti efektivnost međuhladnjaka, ako je iza međuhladnjaka izmerena temperatura t_{MH2}=69 ℃.

Rešenje

Primenićemo osnovni izraz za efektivnost međuhladnjaka i pretpostaviti da je temperatura rashladnog sredstva približno jednaka temperaturi vazduha na ulazu u kompresor:

$$\varepsilon_{MH} = \frac{T_{MH1} - T_{MH2}}{T_{MH1} - T_{RS}} \approx \frac{T_{K2} - T_{MH2}}{T_{K2} - T_{K1}} \tag{4.60}$$

S obzirom na to da u izrazu figurišu razlike temperatura, proračun se može sprovesti i sa vrednostima u Celzijusovoj skali. Kada se zamene odgovarajuće vrednosti dobija se sledeći rezultat:

$$\varepsilon_{MH} = \frac{T_{K2} - T_{MH2}}{T_{K2} - T_{K1}} = \frac{t_{K2} - t_{MH2}}{t_{K2} - t_{K1}} = \frac{185\,°C - 69\,°C}{185\,°C - 23\,°C} = 0{,}716 \tag{4.61}$$

4.10 Kako se može proceniti potreban maseni protok vazduha neophodan za postizanje zadate deklarisane snage primenom natpunjenja?

Pitanje ima praktičan smisao jer početni korak u projektovanju sistema natpunjenja podrazumeva da se odredi potreban maseni protok kroz motor, pa prema tome i sam kompresor. Na osnovu ovog podatka, u sledećem koraku se bira veličina kompresora. Postupak je jednostavan i pokazaćemo ga na sledećem primeru.

Zadatak

Odrediti maseni protok vazduha kroz motor koji treba da obezbedi turbokompresor, ako je zahtevana snaga motora na datom režimu P_e=102 kW. Motor treba da ostvari specifičnu efektivnu potrošnju goriva g_e=298 g/kWh pri sastavu smeše $OMVG\ (AFR)$=14,9. Radna zapremina motora je V_h=1372 cm^3.

Rešenje

U opštem slučaju, maseni protok kroz motor može se odrediti jednostavno na osnovu poznatih ili procenjenih podataka za specifičnu efektivnu potrošnju goriva i sastav smeše na datom režimu:

$$G_v = G_h \cdot \lambda \cdot L_0 = P_e \cdot g_e \cdot \lambda \cdot L_0 \tag{4.62}$$

Kada je u pitanju natpunjeni motor koji se razvija iz postojeće varijante sa prirodnim punjenjem, časovna potrošnja goriva G_h nije unapred poznata. Međutim, ovaj podatak se može proceniti sa visokom sigurnošću ukoliko se pretpostavi da će specifična efektivna potrošnja goriva natpunjenog motora biti približno jednaka specifičnoj efektivnoj potrošnji motora sa prirodnim punjenjem. Uvođenjem izraza za specifičnu potrošnju goriva, može se izraziti časovna potrošnja goriva (maseni protok goriva) natpunjenog motora $G_{h,ntp}$:

$$g_{e,ntp} = \frac{G_{h,ntp}}{P_{e,ntp}} \qquad g_{e,ntp} \approx g_{e,us} \tag{4.63}$$

$$\Longrightarrow\ G_{h,ntp} = P_{e,ntp} \cdot g_{e,ntp} \approx P_{e,ntp} \cdot g_{e,us}$$

Maseni protok vazduha koji treba da obezbedi kompresor za zadatu deklarisanu snagu motora (oznaka M odnosi se na kapacitet kompresora prema parametrima snage motora) određuje se na sledeći način:

$$G_{v,M} = P_{e,ntp} \cdot g_{e,ntp} \cdot \lambda \cdot L_0 \cdot \varphi_p \approx P_{e,ntp} \cdot g_{e,us} \cdot \lambda \cdot L_0 \cdot \varphi_p \tag{4.64}$$

Novi parametar φ_p je koeficijent ispiranja cilindra. U slučaju benzinskih motora sa konvencionalnim obrazovanjem smeše van cilindra ovaj parametar uzima vrednost 1,0 jer se ispiranje cilindra već pripremljenom smešom ne sprovodi. Kod dizel-motora i benzinskih motora sa obrazovanjem smeše u cilindru (direktno ubrizgavanje goriva) ispiranje postoji i najčešće je oko 10% (φ_p =1,1). Uvođenjem podatka za maseni odnos vazduha i goriva ($OMVG, AFR$) umesto koeficijenta viška vazduha λ, dobija se sledeći izraz:

$$G_{v,M} = P_{e,ntp} \cdot g_{e,us} \cdot \lambda \cdot L_0 \cdot \varphi_p = P_{e,ntp} \cdot g_{e,us} \cdot OMVG \cdot \varphi_p = \tag{4.65}$$

$$G_{v,M} = 102\ kW \cdot 298\ \frac{g}{kWh} \cdot 14{,}9 \cdot 1{,}0 = 0{,}1258\ \frac{kg}{s} \tag{4.66}$$

5 Kinematika i dinamika motorskog mehanizma

5.1 Koliko se brzo kreće klip motora SUS?

Pri radu motora sa ustaljenim brojem obrtaja KV brzina klipa nije konstantna, već se neprekidno menja. Polazeći iz unutrašnje mrtve tačke (UMT), klip kreće iz stanja mirovanja, ubrzava ka spoljnoj mrtvoj tački (SMT) i približno na polovini svog puta dostiže maksimalnu brzinu. Potom klip usporava, u SMT se potpuno zaustavlja, a zatim menja svoj smer kretanja i ponovo ubrzava ka UMT.

Osnovi kinematike klipnog mehanizma

Jednačinu kretanja klipa možemo izvesti kroz kinematsku analizu aksijalnog klipnog mehanizma prikazanog na Sl. 5.1. Pod aksijalnim klipnim mehanizmom podrazumeva se da osa osovinice klipa i osa KV pripadaju ravni u kojoj se nalazi i osa cilindra.

Udaljenje klipa od SMT (s), odnosno hod klipa, zavisi od ugaonog položaja kolenastog vratila ϕ. Do ove funkcionalne zavisnosti se može doći posmatranjem geometrijskih odnosa veličina sa Sl. 5.1.

Za pravougle trougle sa slike važi:

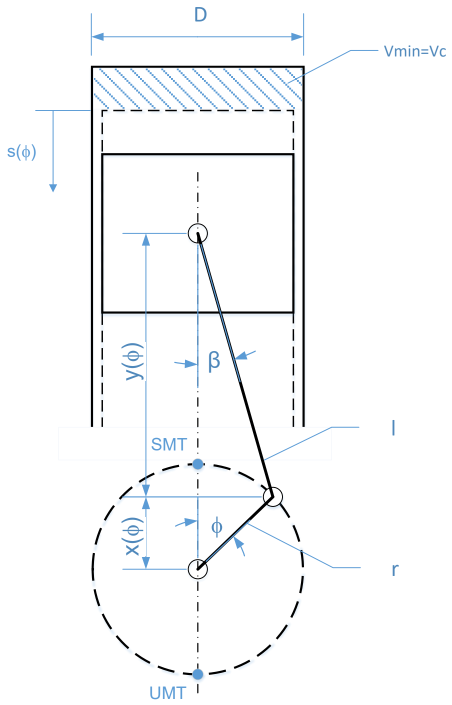
$$\cos(\beta) = \frac{y}{l} \tag{5.1}$$

$$\cos(\phi) = \frac{x}{r} \tag{5.2}$$

gde su:

l – dužina klipnjače,

r – poluprečnik kolena kolenastog vratila.



Sl. 5.1 – Klipni mehanizam motora SUS

Trenutni položaj klipa može se odrediti iz relacije:

$$s(\phi) = r + l - (y + x) = r + l - l \cdot \cos(\beta) - r \cdot \cos(\phi) \tag{5.3}$$

Kako je:

$$l \cdot \sin(\beta) = r \cdot \sin(\phi) \tag{5.4}$$

uvođenjem veličine $\lambda_k = \frac{r}{l}$, može se uspostaviti jednoznačna veza između uglova β i ϕ:

$$\sin(\beta) = \frac{r}{l} \cdot \sin(\phi) = \lambda_k \cdot \sin(\phi), \tag{5.5}$$

$$\cos(\beta) = \sqrt{1 - \sin^2(\beta)} = \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2(\varphi)} \tag{5.6}$$

Veličina λ_k se, zbog svog posebnog značaja u kinematici klipnog mehanizma, naziva i glavnom kinematskom karakteristikom klipnog mehanizma. Tada se hod klipa može izraziti kao:

$$s(\phi) = r + l - (a + b) = r + l - l \cdot \cos(\beta) - r \cdot \cos(\phi) \tag{5.7}$$

$$= r + l - l \cdot \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2(\phi)} - r \cdot \cos(\phi) \tag{5.8}$$

$$= r \cdot (1 - \cos(\phi)) + l \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2(\phi)}\right). \tag{5.9}$$

Dobijeni izraz možemo pojednostaviti razvojem funkcije pod korenom u Maklorenov red:

$$\sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2(\phi)} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda_k^2 \cdot \sin^2(\phi) - \frac{1}{8} \cdot \lambda_k^4 \cdot \sin^4(\phi) - \frac{1}{16} \cdot \lambda_k^6 \cdot \sin^6(\phi) - \cdots \tag{5.10}$$

Kako glavna kinematska karakteristika λ_k kod motora putničkih automobila, mahom ima vrednosti između 0,2–0,35, moguće je odbaciti više članove razvijenog reda zbog njihove zanemarljivo male vrednosti i tako funkciju pod korenom aproksimirati pojednostavljenim izrazom:

$$\sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2(\phi)} \approx 1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda_k^2 \cdot \sin^2(\phi) \tag{5.11}$$

Uvođenjem poznate trigonometrijske jednakosti:

$$\sin^2(\phi) = \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \phi)) \tag{5.12}$$

funkcija hoda klipa se svodi na:

$$s(\phi) = r \cdot (1 - \cos(\phi)) + l \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2(\phi)}\right) \tag{5.13}$$

$$= \quad r \cdot (1 - \cos(\phi)) + l \cdot \frac{\lambda_k^2}{2} \cdot \sin^2(\phi) \tag{5.14}$$

$$= \quad r \cdot (1-\cos(\phi)) + l \cdot \frac{\lambda_k^2}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot (1-\cos(2\cdot\phi)) \tag{5.15}$$

$$= r \cdot \left(1-\cos(\phi) + \frac{1}{\lambda_k} \cdot \left(\frac{\lambda_k^2}{4} \cdot (1-\cos(2\cdot\phi))\right)\right) \tag{5.16}$$

odnosno na izraz:

$$s(\varphi) = \quad r \cdot \left(1-\cos(\phi) + \frac{\lambda_k}{4} \cdot (1-\cos(2\cdot\phi))\right) \tag{5.17}$$

Izvedena jednačina opisuje kretanje klipa u funkciji položaja kolenastog vratila, tj. ugla ϕ. Diferenciranjem ove funkcije po vremenu dobićemo izraz za brzinu klipa. Da bismo to uradili potrebno je prethodno uspostaviti vezu između vremenskog i ugaonog domena.

Za ugaonu brzinu kolenastog vratila ω važi:

$$\omega = \frac{d\phi}{dt} = 2\cdot\pi\cdot n \tag{5.18}$$

gde je sa n označena ugaona brzina kolenastog vratila izražena u obrtajima u sekundi. Takođe, za izvod puta po vremenu možemo napisati sledeću jednakost:

$$\frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\phi}\cdot\frac{d\phi}{dt} = \omega\cdot\frac{ds}{d\phi} \tag{5.19}$$

što omogućava jednostavno izvođenje izraza za brzinu klipa:

$$v(\phi) = \dot{s}(\phi) = \frac{ds(\phi)}{dt} = r\cdot\omega\cdot\left(\sin(\phi) + \frac{\lambda_k}{2}\cdot\sin(2\phi)\right) \tag{5.20}$$

Dvostrukim diferenciranjem izraza za put klipa po vremenu, dobijamo izraz za ubrzanje klipa:

$$a(\phi) = \ddot{s}(\phi) = \frac{d^2 s(\phi)}{dt^2} = r\cdot\omega^2\cdot(\cos(\phi) + \lambda_k\cdot\cos(2\phi)) \tag{5.21}$$

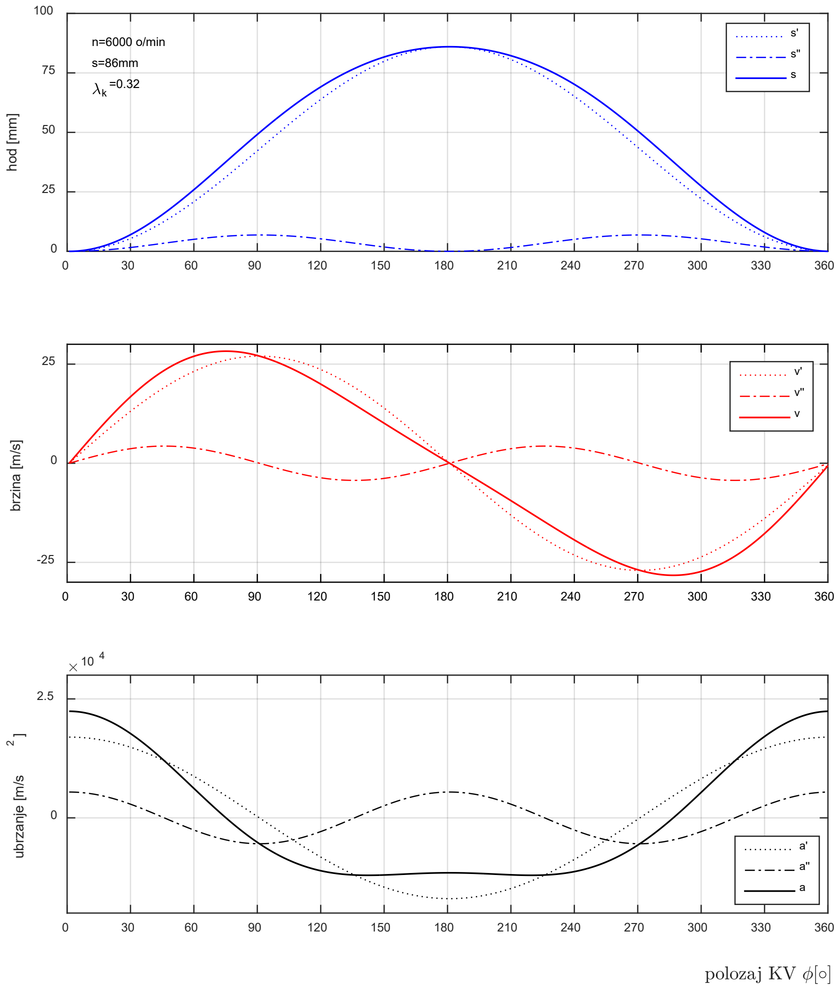
U svakom od izvedenih izraza za hod, brzinu i ubrzanje klipa moguće je uočiti dva funkcionalna sabirka: prvi, koji direktno zavisi od ugla kolenastog vratila ϕ i drugi koji zavisi od dvostruke vrednosti ugla 2ϕ, ali i glavne kinematske karakteristike λ_k.

Na Sl. 5.2 predstavljen je tok hoda, brzine i ubrzanja klipa tipičnog automobilskog motora SUS uz posebno naznačene primarne, sekundarne i zbirne funkcije redom označene kao:

$$s = s' + s'' \tag{5.22}$$

$$v = v' + v'' \tag{5.23}$$

$$a = a' + a'' \tag{5.24}$$



Sl. 5.1 – Hod, brzina i ubrzanje klipa tipičnog za motore putničkih automobila

Pomoću izvedenih izraza možemo izračunati brzinu klipa tipičnog automobilskog motora SUS.

Zadatak

Izračunati maksimalnu brzinu klipa motora SUS cilindarske zapremine V_h=0,5 dm^3 sa odnosom hod-prečnik klipa $\Psi = \frac{s}{D_k} = 1$ i glavnom kinematskom karakteristikom λ_k=0,32, a pri ugaonoj brzini kolenastog vratila od n =6000 min^{-1}.Za izračunavanje brzine klipa potrebno je primeniti jednačinu:

$$\dot{s}(\phi) = \frac{ds(\phi)}{dt} = r \cdot \omega \cdot \left(\sin(\phi) + \frac{\lambda_k}{2} \cdot \sin(2\phi)\right) \tag{5.25}$$

Do poluprečnika kolenastog vratila možemo doći izračunavanjem hoda klipa. Radna zapremina cilindra iznosi:

$$V_h = A_k \cdot s = \frac{D_k^2 \cdot \pi}{4} \cdot s \tag{5.26}$$

Kako je:

$$\Psi = \frac{s}{D_k} \tag{5.27}$$

to se prečnik klipa može izraziti kao:

$$D_k = \frac{s}{\Psi} \tag{5.28}$$

a daljom smenom u prethodnoj jednačini dobiti izraz:

$$V_h = \frac{s^3 \cdot \pi}{4 \cdot \Psi^2} \tag{5.29}$$

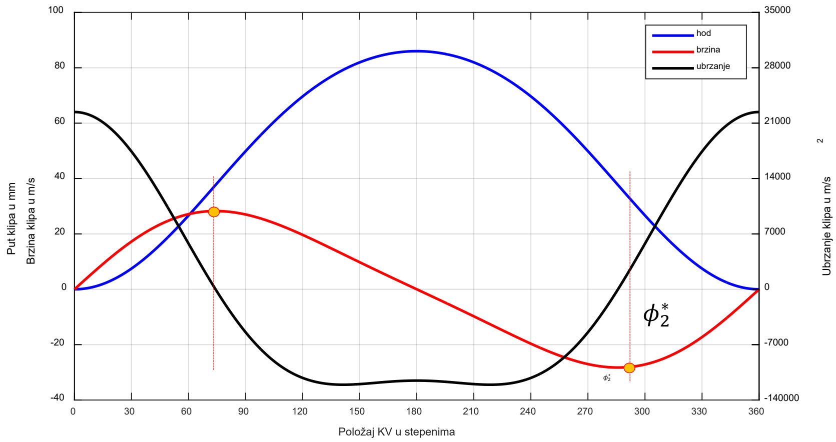
pa se put klipa izračunava na sledeći način:

$$s = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h \cdot \Psi^2}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.5 \cdot 10^{-3} \cdot 1^2}{\pi}} = 86\ mm \tag{5.30}$$

Poluprečnik kolenastog vratila jednak je polovini ukupnog hoda klipa, tj.:

$$r = \frac{s}{2} = \frac{86}{2} = 43\ mm \tag{5.31}$$

Na Sl. 5.3 prikazan je celokupan tok položaja, brzine i ubrzanja klipa i može se uočiti da klip maksimalnu brzinu dostiže pre polovine ukupnog hoda i da je ona nešto ispod 30 m/s.



Sl. 5.2 – Hod, brzina i ubrzanje klipa

Do tačne vrednosti može se doći eksplicitnim traženjem maksimuma funkcije brzine $\dot{s}(\varphi)$, tj. postavljanjem uslova:

$$\ddot{s}(\phi) = 0 \tag{5.32}$$

Ovaj uslov se, analizom jednačine (5.21), svodi na:

$$\cos(\phi) + \lambda_k \cdot \cos(2\phi) = 0 \tag{5.33}$$

ili, uz primenu trigonometrijskih funkcija dvostrukog ugla, na kvadratnu jednačinu:

$$2 \cdot \lambda_k \cdot \cos^2(\phi) + \cos(\phi) - \lambda_k = 0 \tag{5.34}$$

čije je rešenje (u skupu realnih brojeva):

$$\phi^* = \text{acos}\left(\frac{-1 + \sqrt{1 + 8 \cdot \lambda_k^2}}{4 \cdot \lambda_k}\right) \tag{5.35}$$

Za $\lambda_k = 0{,}32$, klip dostiže maksimalnu brzinu pri uglovima KV od $\phi_1^* = 74{,}18° \; KV$ i $\phi_2^* = 360° - 74{,}18° = 285{,}85° \; KV$. Tako dolazimo do maksimalne brzine klipa:

$$\dot{s}(\phi^*) = v_{max} = r \cdot \omega \cdot \left(\sin(\phi^*) + \frac{\lambda_k}{2} \cdot \sin(2\phi^*)\right) \tag{5.36}$$

$$\dot{s}(\phi^*) = 43 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{6000 \cdot \pi}{30} \cdot \left(\sin(74.18°) + \frac{0.32}{2} \cdot \sin(2 \cdot 74.18°)\right)$$

$$v_{max} = 28{,}26 \frac{m}{s}$$

U datom primeru je ugaona brzina KV n =6000 min^{-1}, što znači da jedan obrtaj KV vremenski traje:

$$t_o = \frac{1}{f} = \frac{1}{\frac{n}{60}} = \frac{1}{\frac{6000}{60}} = \frac{1}{100} \; s = 10 \; ms \tag{5.37}$$

Prevođenjem kretanja klipa iz ugaonog u vremenski domen, u konkretnom primeru, možemo izračunati vreme potrebno za dostizanje maksimalne brzine:

$$\frac{74.18° \cdot 10 \; ms}{360°} = 2.06 \; ms \tag{5.38}$$

ili, iz stanja mirovanja (u SMT) dostiže maksimalnu brzinu (28,26 $m/s \approx 100 \; km/h$) za nešto više od 2 ms.

Nakon dostizanja maksimalne brzine, klip u naredne 3 ms potpuno zaustavlja u UMT, menja smer i ubrzava, kako bi u naredne 2 ms ponovo dostigao maksimalnu brzinu, a potom usporavao do stanja mirovanja u preostale 3 ms tog obrtaja.

Ovaj pojednostavljeni opis govori o tome koliko je klipni mehanizam motora SUS dinamičan i u kojoj meri se brzina klipa menja u toku samo jednog obrtaja i to pri ustaljenoj (konstantnoj) ugaonoj brzini KV. Iz praktičnih razloga se za opisivanje brzine klipa često koristi srednja vrednost brzine v_m umesto maksimalne. Uzimanjem u obzir samo apsolutne vrednosti brzine klipa, srednja vrednost tokom jednog obrtaja iznosi:

$$v_m = 2 \cdot s \cdot n \qquad \text{za } n[s^{-1}] \tag{5.39}$$

$$v_m = \frac{s \cdot n}{30} \qquad \text{za } n[min^{-1}] \tag{5.40}$$

U konkretnom primeru srednja brzina klipa iznosi:

$$v_m = \frac{s \cdot n}{30} = \frac{86 \cdot 10^{-3} \cdot 6000}{30} = 17{,}2\frac{m}{s} \tag{5.41}$$

Srednja brzina klipa je, inače, parametar kojim se karakteriše brzinska forsiranost, a ona je u bliskoj vezi sa trajnošću i životnim vekom motora. Za motore putničkih automobila je uobičajeno da srednja brzina klipa bude manja od $20\ m/s$.

5.2 Kolike inercijalne sile deluju na klip motora pri 6000 min^{-1}?

Da bi odgovorili na ovo pitanje, neophodno je doći do osnovnih jednačina koje opisuju dinamiku motorskog mehanizma. U uvodnom delu će biti prikazan postupak izvođenja jednačina za inercijalne sile koje deluju na klip MSUS, a zatim će biti primenjene na konkretnom primeru iz prakse.

Osnovi dinamike klipnog mehanizma

U skladu sa Njutnovim zakonima, klip je tokom kretanja pod dejstvom inercijalne sile koja je po intenzitetu, jednaka proizvodu mase klipa i njegovog ubrzanja:

$$F_i = m_k \cdot a \tag{5.42}$$

Tok ubrzanja klipa, opisan je jednačinom (5.21), a za konkretne uslove (n=6000 min^{-1}) prikazan je na Sl. 5.3.

$$a = \ddot{s}(\phi) = \frac{d^2 s}{dt^2} = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi) + \lambda_k \cdot \cos(2\phi)) \tag{5.43}$$

Maksimalnu vrednost ubrzanja možemo izračunati iz uslova:

$$a_{max} = ? \qquad \frac{da}{d\phi} = 0 \qquad \Rightarrow -r \cdot \omega^2 \cdot (\sin(\phi) + 2 \cdot \lambda_k \cdot \sin(2\phi)) = 0 \tag{5.44}$$

$$\Rightarrow \sin(\phi) \cdot (1 + 4 \cdot \lambda_k \cdot \cos(\phi)) = 0 \tag{5.45}$$

Rešavanjem ove jednačine dolazi se do sledećih zaključaka:

– Maksimalno ubrzanje klip dostiže u SMT ($\phi = 0°$) koje iznosi:

$$a_{max} = r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda_k) \tag{5.46}$$

– Za vrednosti λ_k<$1/4$, minimalna vrednost ubrzanja dostiže se u UMT ($\phi = 180°$)

$$a_{min} = -r \cdot \omega^2 \cdot (1 - \lambda_k) \tag{5.47}$$

– Za vrednosti λ_k>$1/4$ se minimalno ubrzanje dostiže pri ugaonom položaju KV:

$$\phi_{a_{min}} = \operatorname{acos}\left(-\frac{1}{4 \cdot \lambda_k}\right) \tag{5.48}$$

U konkretnom slučaju (za uslove iz zadatka u tački 5.1):

$$a_{max} = r \cdot \omega^2 \cdot (1+\lambda_k) = 43 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{6000 \cdot \pi}{30}\right)^2 \cdot (1+0.32) = 22408 \frac{m}{s^2} \tag{5.49}$$

Kako je $\lambda_k > 1/4$ minimalno ubrzanje se postiže pri ugaonom položaju KV:

$$\phi_{a_{min}} = \text{acos}\left(-\frac{1}{4 \cdot 0{,}32}\right) = 141{,}38° \tag{5.50}$$

tako da minimalna vrednost ubrzanja iznosi:

$$a_{min} = r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\phi_{a_{min}}\right) + \lambda_k \cdot \cos\left(2\phi_{a_{min}}\right)\right) = \tag{5.51}$$

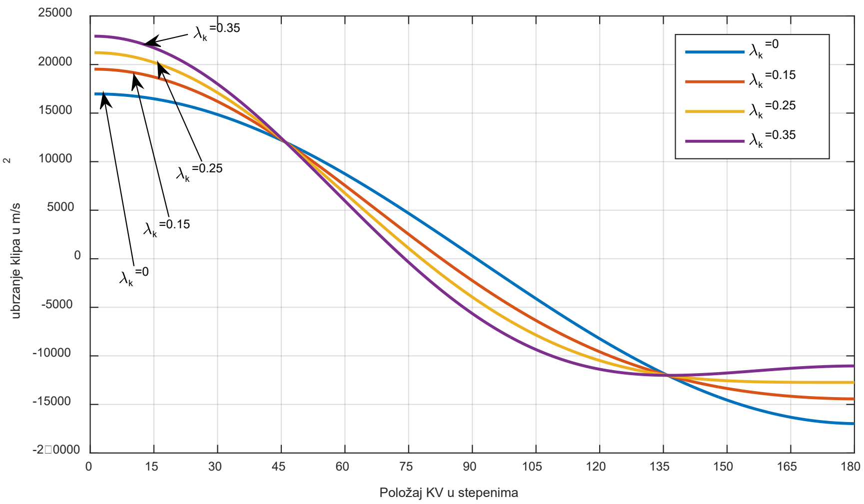
$$= 43 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{6000 \cdot \pi}{30}\right)^2 \cdot \left(-\frac{1}{4 \cdot 0{,}32} + 0{,}32 \cdot \cos(2 \cdot 141{,}38°)\right) = 12063 \frac{m}{s^2}$$

Evidentno je da po apsolutnoj vrednosti, klip najveće ubrzanje dostiže u SMT, a da pri ugaonim brzinama KV od n=6000 min^{-1} ubrzanja klipa premašuju gravitaciono ubrzanje i više od 2200 puta.

Konstrukcija klipa, pa i njegova masa, zavisi od mnogo parametara. Grubo se može uspostaviti korelacija $m_k \approx k_m \cdot D_k^3$, gde je k_m koeficijent proporcionalnosti, a čija se vrednost, za veći deo izvedenih konstrukcija automobilskih motora, kreće od $k_m \approx 0{,}5 \frac{g}{cm^3}$, za motore sa paljenjem varnicom, pa do $k_m \approx 1 \frac{g}{cm^3}$ kod motora sa paljenjem sabijanjem.

Za klip motora iz zadatka 5.1, čiji je prečnik klipa $D_k = 86\ mm$, može se proceniti masa na približno $m_k \approx 0{,}5 \cdot 8{,}6^3 \approx 300\ g$ i maksimalna sila inercije od $F_i \approx 6720\ N$.

Važan zaključak, koji se može izvući iz ove analize, jeste da veličina λ_k ima znatan uticaj na tok ubrzanja klipa i maksimalnu vrednost ubrzanja, pa samim tim i na vrednost inercijalne sile koja deluje na klip. Upravo zbog svog značaja, ova veličina je i dobila naziv glavna kinematska karakteristika.



Sl. 5.3 – Uticaj glavne kinematske karakteristike λ_k na tok ubrzanja klipa (n=6000 min^{-1})

5.3 Zašto se sportski motori konstruišu sa kraćim hodom klipa?

Izraz za izračunavanje ubrzanja klipa pokazuje da ono zavisi od kvadrata ugaone brzine KV. Ovo predstavlja problem za motore visokih performansi poput sportskih, zato što oni rade na visokim brojevima obrtaja, pa shodno tome i sa velikim ubrzanjima klipa i velikim inercijalnim silama.

Veza konstrukcijskog izvođenja i performansi motora

Pomenuti problem se delimično može kompenzovati smanjenjem poluprečnika kolenastog vratila r, tj. hoda klipa s. Sa druge strane, da bi se zadržala radna zapremina motora smanjenjem veličine r, mora se povećati prečnik klipa – D. Sumarno, ovaj konstrukcioni zahvat, koji za cilj ima umanjenje inercijalnih sila na visokim brojevima obrtaja motora, kao krajnji rezultat daje motor sa smanjenim odnosom s/D.

Druga mogućnost, kojoj konstruktori pribegavaju radi smanjenja inercijalnih sila, jeste smanjenje mase klipa umanjenjem njegovog prečnika. Da bi se nakon ovakvog zahvata zadržala radna zapremina motora, uz već pomenuto smanjenje hoda klipa, pribegava se povećanju broja cilindara. Naravno, ovakvi konstruktivni zahvati imaju opravdanje samo na motorima kod kojih troškovi proizvodnje nisu u prvom planu, što je slučaj kod motora za luksuzna sportska vozila ili, u ekstremnom slučaju, motora za vozila F1.

U sledećoj tabeli dato je poređenje dve konstrukcije motora približno jednakih radnih zapremina, istog proizvođača (*Renault*), ali potpuno različitih namena – jedan za putničke automobile serijske proizvodnje (serije *Energy TCE 200*) i drugi – za pogon vozila F1.

Upravo se na rešenju motora visoke snage i performansi mogu videti konstrukcione mere koje su preduzete kako bi se nivo inercijalnih sila smanjio: drastično smanjenje odnosa s/D, uz smanjenje hoda klipa i povećanja broja cilindara.

Tab. 5.1 – Poređenje dva motora Reno (Renault) istih radnih zapremina, ali različitih namena i performansi: M5MT (Energy TCE 200 – program putničkih automobila) i RE17 (vozilo F1, sezona 2017).

Napomena: Oba motora su natpunjena sa paljenjem varnicom

Naziv veličine	Oznaka	M5MT	RE17
Radna zapremina motora	V_h	1618 cm^3	1598 cm^3
Zapremina cilindra	V_{cil}	404,5 cm^3	399,5 cm^3
Broj cilindara	z	4	6
Hod klipa	s	81,1 mm	53 mm
Prečnik klipa	D	79,7 mm	80 mm
Odnos hod/prečnik klipa	s/D	1,016	0,663
Maksimalni broj obrtaja	n	6000 o/min	15000 o/min
Srednja brzina klipa pri n_{max}	v_m	16,22	26,5
Maksimalna snaga	P_e	158 kW	> 780 kW

5.4 Zašto veliki motori uvek rade na niskom broju obrtaja?

Motor tipičnog putničkog automobila tokom svog životnog veka provede u radu nekoliko hiljada sati. Sa druge strane, od motora koji se koriste za profesionalne i industrijske namene, kao što su sredstva teškog drumskog ili brodskog transporta, zahteva se da tokom svog životnog veka rade i nekoliko desetina hiljada radnih sati. Jedan od važnih parametara, koji je u direktnoj vezi sa životnim vekom motora, jeste srednja brzina klipa.

Veza srednje brzine klipa i radnog veka motora

Poređenjem karakteristika motora prikazanih u Tab. 5.1 i Tab. 5.2, može se uočiti veza između maksimalne srednje brzine klipa i namene motora tj. njegovog očekivanog životnog veka. Veliki motori, poput brodskih, od kojih se očekuje eksploatacija tokom više decenija imaju srednju brzinu klipa manju od $10\ m/s$. Dosta manji motori, ali ne mnogo manje zahtevne namene – motori namenjeni teškom drumskom transportu (kamioni, autobusi,…), imaju srednju brzinu koja je oko $10\ m/s$. Motori za pogon putničkih automobila imaju vrednost srednje brzine klipa koja je veća od 10 ali manja od $20\ m/s.$ U krajnjem ekstremu – motora sportskih vozila F1, kod kojih je očekivani radni vek relativno kratak, srednja brzina klipa prevazilazi $25\ m/s$.

Otuda željena namena motora i njegova veličina diktiraju maksimalni radni broj obrtaja. Što je motor veći, duži je i hod klipa i zbog toga je potrebno ograničiti maksimalni broj obrtaja, kako bi se ograničila i srednja brzina klipa.

Iz izraza za izračunavanje srednje brzine klipa sledi:

$$v_m = \frac{s \cdot n}{30} \qquad \Rightarrow \qquad n_{max} < \frac{30 \cdot v_{m_{max}}}{s} \tag{5.52}$$

Na primeru velikog brodskog motora iz Tab. 5.2 može se videti da je maksimalni broj obrtaja jako mali, a on je upravo posledica željenog ograničenja srednje brzine klipa (na maksimalno $8{,}5\ m/s$). Naime:

$$n_{max} < \frac{30 \cdot 8.5 \frac{m}{s}}{2.5\ m} = 102 \frac{o}{min} \tag{5.53}$$

Tab. 5.2 – Osnovne geometrijske veličine klipno-cilindarskog sklopa srednjih (D16K – teški drumski transport) i jako velikih motora (RTA96-C najveći brodski motor, 2016.)

Napomena: Oba motora su natpunjena sa paljenjem sabijanjem.

Naziv veličine	Oznaka	Wärtsilä-Sulzer RTA96-C	Volvo D16K
Radna zapremina cilindra	V_{cil}	1808 l	2.68 l
Broj cilindara	z	14	6
Hod klipa	s	2500 mm	165 mm
Prečnik klipa	D	960 mm	144 mm
Odnos hod/prečnik klipa	s/D	2,6	1,15
Maksimalni broj obrtaja	n	102 min^{-1}	1900 min^{-1}
Srednja brzina klipa pri n_{max}	v_m	8,5	10,45

5.5 Zašto motori sa više cilindara rade ravnomernije od jednocilindarskog motora?

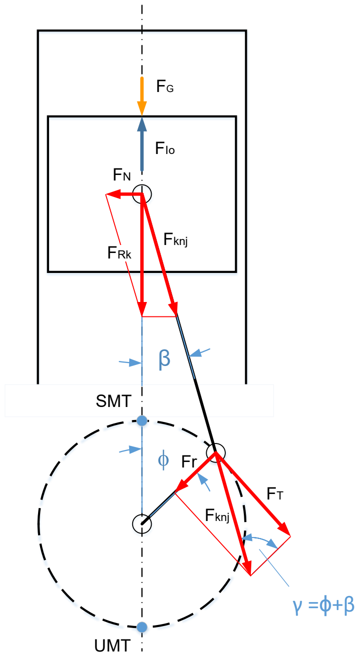
Radni proces 4-taktnog motora odvija se u 4 takta od kojih je samo jedan radni, u kome se odvija sagorevanje smeše uz ekspanziju vrelih produkata sagorevanja i tokom koga se energija predaje kolenastom vratilu. Za odvijanje preostalih taktova, tj. za izbacivanje produkata sagorevanja, usisavanje sveže radne materije i naročito za njeno sabijanje, potrebna je energija. Proces ovu energiju crpi iz samog kretanja kolenastog vratila, tj. na račun umanjenja njegove kinetičke energije. U ovom odeljku objasnićemo vezu broja cilindara i ravnomernosti toka sila na KV.

Veza broja cilindara i ravnomernosti toka sila na KV

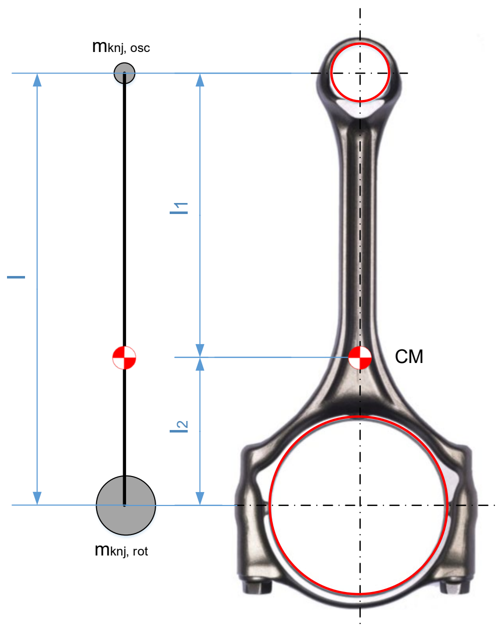
Kolenasto vratilo, u radnom delu ciklusa ubrzava, a tokom preostalog dela ciklusa usporava. Ovo dovodi do kretanja sa brzom oscilatornom promenom ugaone brzine, koja se manifestuje kroz neravnomernost rada motora.

Jedan od načina kojim se može umanjiti neravnomernost ugaone brzine i postići mirniji rad motora, jeste povećanje broja cilindara uz fazno pomeranje radnog ciklusa po cilindrima. Na taj način, usled faznog preklapanja ciklusa različitih cilindara, zbirno dejstvo svih cilindara dovodi do umanjenja intenziteta oscilatornih promena. U načelu, što je broj cilindara motora veći, rad motora je ravnomerniji, tj. sa manjim oscilacijama ugaone brzine kolenastog vratila tokom ciklusa.

Efekat povećanja broja cilindara na ravnomerniji rad motora može se sagledati kroz analizu dinamike motorskog mehanizma, čija je osnovna šema prikazana na Sl. 5.5.



Sl. 5.5 – Sile koje deluju na klipni mehanizam motora SUS



Sl. 5.6 – Ekvivalentni model klipnjače

Na čelo klipa, površine $A_k$deluje pritisak gasova koji sumarno daje tzv. gasnu silu F_G:

$$F_G = p_{cil}(\phi) \cdot A_k \tag{5.54}$$

Sa druge strane, klip je izložen i dejstvu inercijalne sile celokupne oscilujuće mase, koja uključuje klip, ali i sve ostale elemente koji se kreću pravolinijski oscilatorno zajedno sa njim. Ovu ukupnu oscilatornu masu ćemo nazvati masom klipne grupe (m_{kg}), a nju osim klipa (m_k), čine i klipni prstenovi (m_{kp}) i osovinica klipa (m_{os}).

$$m_{kg} = m_k + m_{kp} + m_{os} \tag{5.55}$$

Klipnjača vrši složeno ravansko kretanje: jedan kraj klipnjače, koji je vezan za osovinicu klipa (mala pesnica klipnjače) vrši isključivo pravolinijski oscilatorno kretanje, a kraj koji je u vezi sa letećim rukavcem kolenastog vratila (velika pesnica klipnjače) vrši isključivo rotaciono kretanje. Radi jednostavnije analize, klipnjača se u analizi dinamike klipnog mehanizma često zamenjuje ekvivalentnim modelom koji se, pojednostavljeno, sastoji iz dve koncentrisane mase – jedne locirane u centru male pesnice ($m_{knj,osc}$) i druge koja je locirana u centru velike pesnice ($m_{knj,rot}$), te se ukupna masa klipnjače (m_{knj}) predstavlja zbirom ove dve koncentrisane mase:

$$m_{knj} = m_{knj,rot} + m_{knj,osc} \tag{5.56}$$

Ekvivalentni model klipnjače zadržava položaj centra mase originalne klipnjače, pa je otuda (Sl. 5.6):

$$m_{knj,osc} = \frac{l_2}{l} \cdot m_{knj} \qquad\qquad m_{knj,rot} = \frac{l_1}{l} \cdot m_{knj} \tag{5.57}$$

Uz ovo pojednostavljenje, ukupna masa klipnog mehanizma, koja se kreće pravolinijski oscilatorno (m_{Io}), može se tretirati kroz zbir:

$$m_{Io} = m_{kg} + m_{knj,osc} \tag{5.58}$$

te je inercijalna sila koja deluje na ukupnu pravolinijski oscilatornu masu klipnog mehanizma:

$$\begin{aligned} F_{Io} &= m_{Io} \cdot a(\phi) \\ &= -m_{Io} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi) + \lambda_k \cdot \cos(2\phi)) \\ &= m_{Io} \cdot \ddot{s}(\phi) \end{aligned} \tag{5.59}$$

Zbirno dejstvo vektora sila F_G i F_{Io} daje rezultujuću silu koja deluje na klip F_{Rk}. Kako su vektori kolinearni, rezultanta F_{Rk} se jednostavno računa kao:

$$F_{Rk} = F_G + F_{Io} \tag{5.60}$$

Rezultujuća sila na klipu se u spoju sa osovinicom razlaže na komponentu koja prati pravac klipnjače – silu u klipnjači F_{knj} i silu čiji je pravac dejstva upravan na osu cilindra i osu osovinice – normalnu silu F_N, koja pritiska klip ka površini cilindra. Analizom trigonometrijskih relacija sprega sila (Sl. 5.5) dolazi se do sledećih relacija:

$$F_{knj} = \frac{F_{Rk}}{\cos(\beta)} \tag{5.61}$$

$$F_N = F_{Rk} \cdot \tan(\beta) \tag{5.62}$$

Sila u klipnjači F_{knj} se na letećem rukavcu kolenastog vratila razlaže na dve komponente: radijalnu F_r i tangencijalnu silu F_T. Radijalnom silom kolenasto vratilo opterećuje ležaj rukavca, dok je tangencijalna sila ta koja ubrzava kolenasto vratilo stvaranjem obrtnog momenta koji je jednak proizvodu tangencijalne sile i poluprečnika kolenastog vratila r .

Analizom trougla koje grade sile F_{knj}, F_r i F_T (Sl. 5.5), dolazi se do zaključka da je:

$$\gamma = \phi + \beta \tag{5.63}$$

Otud su:

$$F_r = F_{knj} \cdot \cos(\phi + \beta) \tag{5.64}$$

$$F_T = F_{knj} \cdot \sin(\phi + \beta) \tag{5.65}$$

Tangencijalna sila F_T krakom *r* pravi indicirani obrtni moment M_i:

$$M_i = F_T \cdot r \tag{5.66}$$

Zadatak

Izračunati, predstaviti i analizirati tok sila klipnog mehanizma karakteristika prikazanih u tabeli. Analizu izvršiti za ugaonu brzinu KV od 2800 min^{-1}, a za zadati tok pritiska Razmotriti tok i prirodu ukupnog obrtnog momenta na KV za slučaj motora sa 1, 2, 3, 4, 6 i 12 cilindara.

Naziv	**Oznaka**	**Veličina**
Prečnik klipa	D	80,5 mm
Hod klipa	s	67,4 mm
Dužina klipnjače	l	128,5 mm
Položaj centra mase klipnjače (od centra velike pesnice)	l_2	34 mm
Masa klipa	m_k	350 g
Masa osovinice	m_{os}	116 g
Masa klipnih prstenova	m_{kp}	15 g
Masa klipnjače	m_{knj}	670 g

Rešenje

Za izračunavanje toka sila u klipnom mehanizmu potrebno je, na osnovu datih parametara, odrediti:

– Poluprečnik kolenastog vratila:

$$r = \frac{s}{2} = \frac{67{,}4\ mm}{2} = 33{,}7\ mm \tag{5.67}$$

– Glavnu kinematsku karakteristiku:

$$\lambda_k = \frac{r}{l} = \frac{33{,}7\ mm}{128{,}5\ mm} = 0{,}2623 \tag{5.68}$$

– Masu dela ekvivalentnog modela klipnjače koji vrši isključivo pravolinijski oscilatorno kretanje:

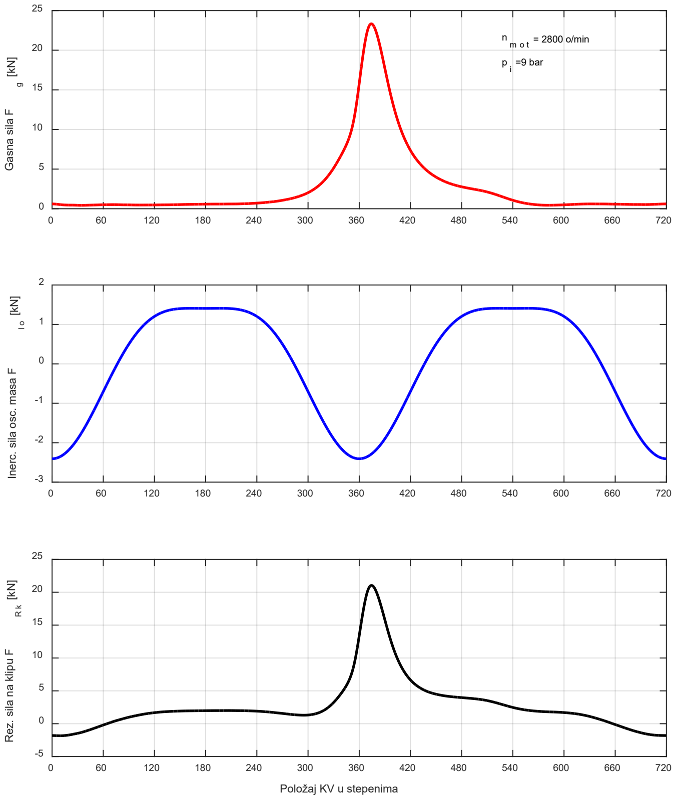
$$m_{knj_{osc}} = \frac{l_2}{l} \cdot m_{knj} = \frac{34\ mm}{128.5\ mm} \cdot 670\ g = 177\ g \tag{5.69}$$

– Ukupnu masu koja vrši pravolinijski oscilatorno kretanje:

$$m_{Io} = m_k + m_{os} + m_{kp} + m_{knj_{osc}} = 350g + 116g + 15g + 177g = 658\ g \tag{5.70}$$

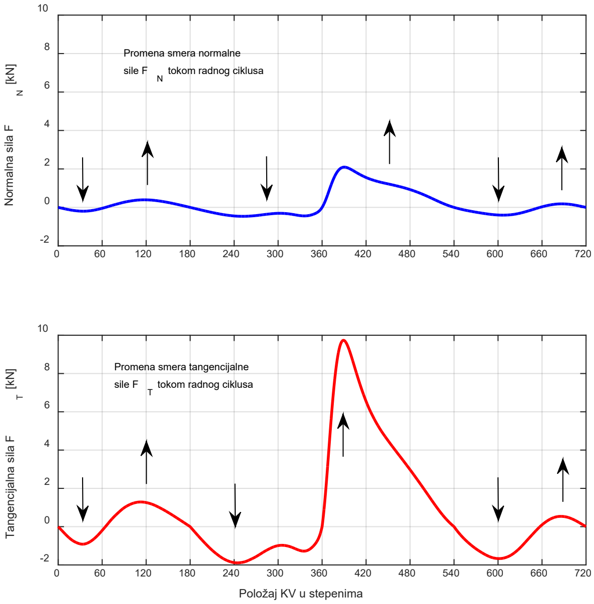
Primenom jednačina (5.54) – (5.70), redom se izračunavaju vrednosti gasne sile F_g, inercijalne sile pravolinijski oscilujućih masa F_{Io}, rezultujuće sile na klipu F_{Rk}, sile u klipnjači F_{knj}, normalne sile na klipu F_N, radijalne F_R i tangencijalne sile F_T.

Analizom dijagrama sila sa Sl. 5.7, može se uočiti da rezultujuća sila koja deluje na klip zavisi od intenziteta i relativnog odnosa gasne i inercijalne sile oscilujućih masa. Rezultujuća sila na klipu ima izrazito promenljiv karakter tokom radnog ciklusa. Na režimima sa niskim brojem obrtaja KV motora i visokim opterećenjem, dominantan je uticaj gasne sile, pa rezultujuća sila na klipu ima najjače dejstvo u fazi sagorevanja i ekspanzije. Međutim, sa porastom broja obrtaja, naglo raste inercijalna sila oscilujućih masa i na višem broju obrtaja njeno dejstvo postaje dominantno i dovodi do rezultujuće sile na klipu, koja visokim intenzitetom oscilatorno deluje na klip tokom čitavog ciklusa.



Sl. 5.7 – Tok gasne, inercijalne i rezultujuće sile na klipu (dominatno dejstvo gasne sile – 2800 min^{-1}, srednji indicirani pritisak p_i=9 bar)

Analizom dijagrama sa Sl. 5.8 može se uočiti da sila, koja bočno deluje na klip – normalna sila F_N, takođe ima veoma promenljiv karakter tokom ciklusa. Može se videti da normalna sila nekoliko puta menja smer dejstva, što dovodi do naizmeničnog premeštanja klipa u horizontalnoj ravni, tj. promene strane kontakta boka klipa i površine cilindra. Sličan, promenljivi tok ima i tangencijalna sila F_T, koja dejstvom na leteći rukavac konačno stvara obrtni moment na kolenastom vratilu. Tangencijalna sila takođe menja svoj smer dejstva, što se odražava na naizmenično usporavanje i ubrzavanje kolenastog vratila. Upravo je ovakva izrazito promenljiva priroda tangencijalne sile uzrok neravnomerne ugaone brzine kolenastog vratila. U tom svetlu, radna ugaona brzina kolenastog vratila motora (u konkretnom primeru $2800\ min^{-1}$) predstavlja samo srednju vrednost, dok tokom ciklusa vratilo dostiže ekstreme brzine, čije vrednosti mogu biti dosta udaljene od srednje.



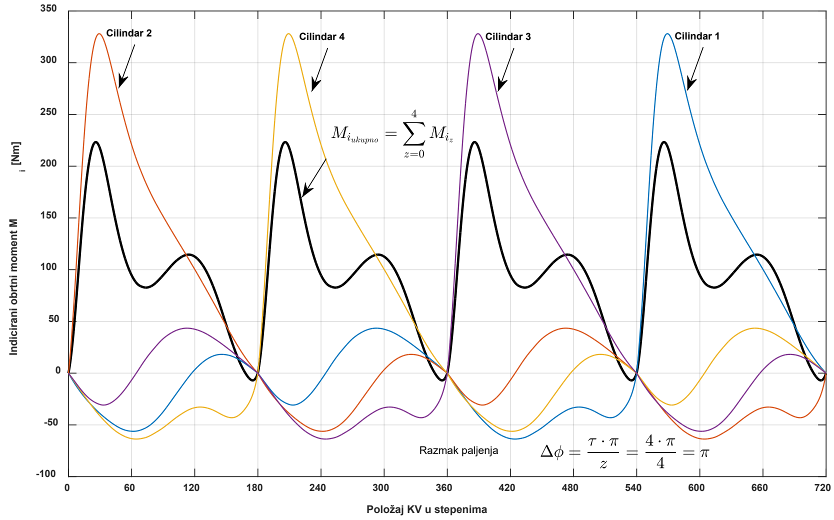
Sl. 5.8 – Tok normalne i tangencijalne sile (dominatno dejstvo gasne sile – 2800 o/min, srednji indicirani pritisak p_i=9 bar)

Ravnomernost rada se može poboljšati smanjenjem amplitude same pobude, a ovo se praktično realizuje kroz dve vrste zahvata:

- Povećanjem momenta inercije kolenastog vratila čime, se uspostavlja funkcionalni „akumulator" kinetičke energije, koji svojom inercijom umanjuje oscilacije ugaone brzine tokom radnog ciklusa. Ovo se mahom realizuje postavljanjem diska odgovarajućeg momenta inercije – zamajca na kolenasto vratilo motora
- Povećanjem broja cilindara (na zajedničkom kolenastom vratilu), uz uvođenje faznog pomaka odvijanja ciklusa po cilindrima za veličinu

$$\Delta\phi = \frac{\tau \cdot \pi}{z} \tag{5.71}$$

gde je τ – taktnost motora (τ =2 *ili* τ =4), a z – broj cilindara.



Sl. 5.9 – Slaganje indiciranog obrtnog momenta 4-cilindarskog, 4-taktnog motora sa ravnomernim razmakom paljenja u ukupni indicirani moment na KV motora

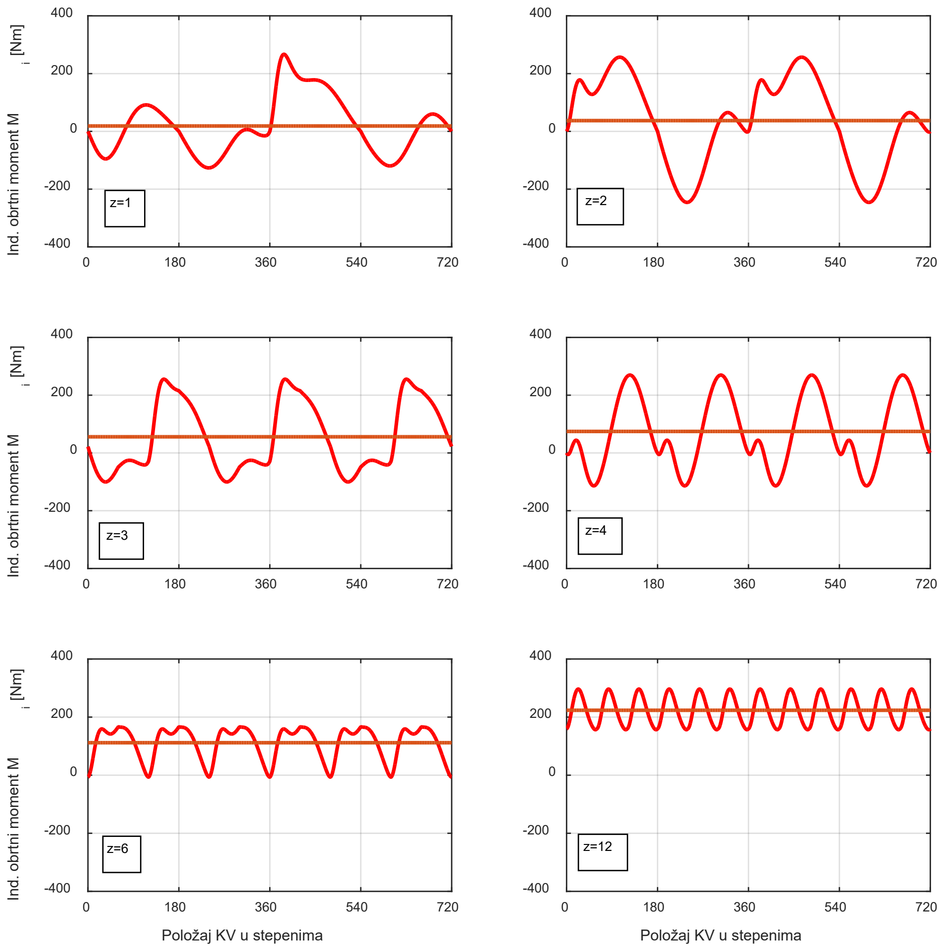
Na Sl. 5.9 se može videti kako se aritmetičkim sabiranjem fazno pomerenih ciklusa stvara tok ukupnog obrtnog momenta višecilindarskog motora. U konkretnom slučaju prikazan je primer slaganja obrtnih momenata četvorocilindarskog, linijskog, četvorotaktnog motora sa razmakom paljenja po ciklusima od 180°.

Povećanjem broja cilindara amplituda obrtnog momenta se smanjuje, što je naročito izraženo u konstrukcijama koje imaju 4 i više cilindara (Tab. 5.3). Ono što je takođe primetno, jeste da sa povećanjem broja cilindara odnos srednje vrednosti i amplitude obrtnog momenta postaje sve manji, što je povoljnije i sa aspekta potrebne dinamičke izdržljivosti kolenastog vratila.

Tab. 5.3 – Karakteristike toka indiciranog obrtnog momenta tokom ciklusa kod četvorotaktnih motora sa različitim brojem cilindara (zadatak tačka 5.5)

Broj cilindara	**z=1**	**z=2**	**z=3**	**z=4**	**z=6**	**z=12**
Minimalna vrednost M_{i_min}	-64	-120	-49	-7	18	207
Maksimalna vrednost M_{i_max}	328	298	316	223	280	375
Amplituda M_{i_amp}	±196	±209	±182	±115	±131	±84
Srednja vrednost M_{i_sr}	24	48	72	96	144	288
Odnos M_{i_sr} / M_{i_amp}	8	4.3	2.5	1.18	0.9	0.29

Izračunati tokovi obrtnog momenta za motore sa različitim brojem cilindara prikazani su na Sl. 5.10, i to za režime sa više izraženim inercijalnim silama (n =4500 min^{-1}), a sa istim tokom pritiska u cilindru kao u postavci zadatka.

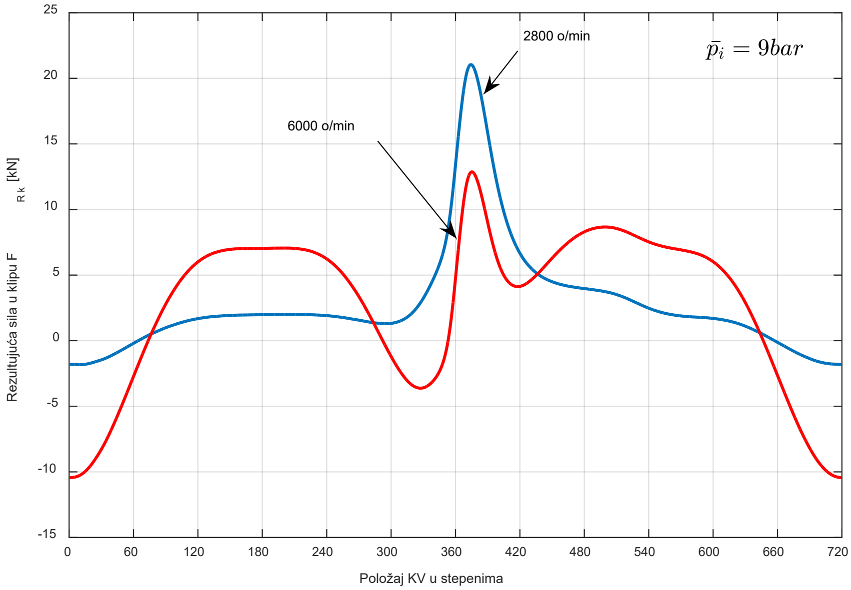


Sl. 5.10 – Tok indiciranog obrtnog momenta kod motora sa 1, 2, 3, 4, 6 i 12 cilindara (povećan broj obrtaja n_{mot}=4500 min^{-1}, srednji indicirani pritisak p_i=9 bar)

5.6 Zašto je osovinica klipa izložena manjem opterećenju na povišenom broju obrtaja?

Veza ugaone brzine KV i sila u klipnom mehanizmu

Inercijalne sile pravolinijski oscilujućih masa klipnog mehanizma srazmerne su kvadratu ugaone brzine i brzo rastu sa povećanjem ugaone brzine kolenastog vratila. Ove inercijalne sile uvek deluju smerom suprotnim od ubrzanja klipa. U fazi sagorevanja, nakon SMT pri kretanju klipa ka UMT, jaka gasna sila i inercijalna sila se međusobno suprotstavljaju, što dovodi do rasterećenja osovinice klipa. Tako je, zapravo, osovinica klipa manje opterećena na višim nego na nižim ugaonim brzinama KV. Ovo je prikazano na Sl. 5.11.



Sl. 5.11 – Tok rezultujuće sile na klipu F_{Rk} pri nižoj i višoj ugaonoj brzini KV (parametri klipnog mehanizma preuzeti iz zadatka u tački 5.5)

5.7 Kakav je to dezaksijalni klipni mehanizam?

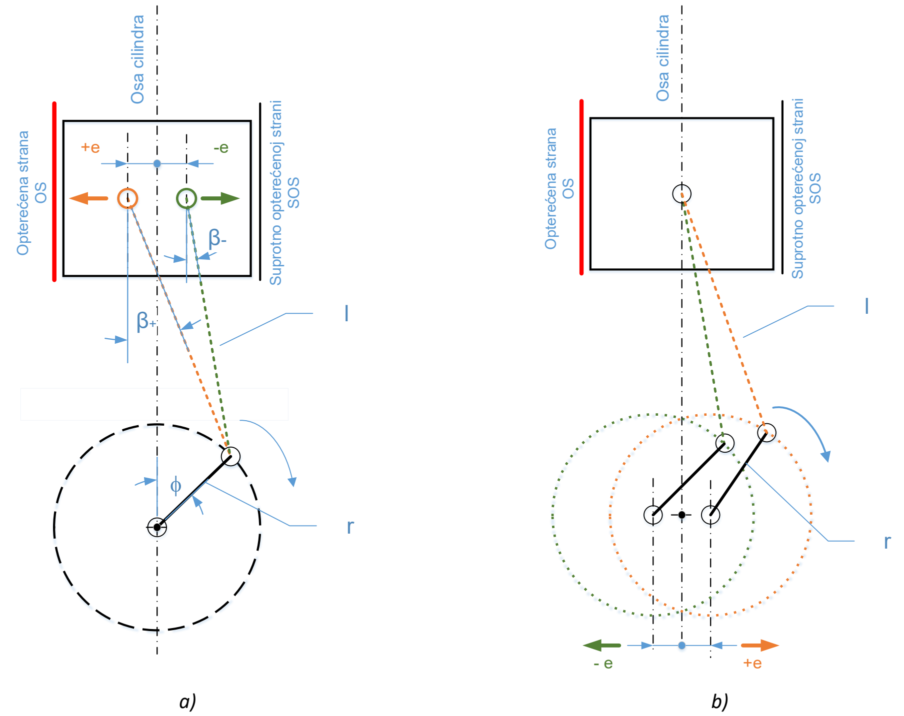
Aksijalni klipni mehanizam odlikuje relativna jednostavnost – kod njega osa KV i osa osovinice klipa leže u ravni kojoj pripada i osa cilindra (Sl. 5.1). Uprkos svojoj jednostavnosti, aksijalni klipni mehanizam se gotovo nikad ne primenjuje u tom obliku na motorima SUS. Razlog za ovo leži u nedostacima koji se nadomešćuju modifikacijom aksijalnog u tzv. dezaksijalni klipni mehanizam.

Karakteristike i prednosti dezaksijalnog klipnog mehanizma

Kod dezaksijalnog klipnog mehanizma se osa osovinice i/ili osa KV namerno izmeštaju iz ravni kojoj pripada osa cilindra. Na Sl 5.12-a prikazan je dezaksijalni mehanizam u kome je izvršeno pomeranje osovinice van ose cilindra. Tokom faze sagorevanja i ekspanzije, na prikazanom klipnom mehanizmu, normalna sila F_N deluje na levu stranu cilindra, tj. tu stranu možemo nazvati opterećenom stranom cilindra (OS). Prema ovoj nomenklaturi, naspramnu stranu cilindra možemo nazvati stranom koja je suprotna opterećenoj strani (SOS). U tom smislu mogu se deklarisati i smerovi pomeranja osovinice klipa:

- pomeranje osovinice klipa ka OS deklariše se kao pozitivan pomeraj (+e)
- pomeranje osovinice ka SOS deklariše se kao negativan pomeraj (-e)

Kako je već analizirano, normalna sila menja svoj smer više puta u toku ciklusa, a najintenzivnija promena događa se u okolini SMT u fazi sagorevanja. Usled promene smera normalne sile, a zahvaljujući postojanju zazora između cilindra i klipa, dolazi do premeštanja klipa sa jedne na drugu stranu cilindra. U zavisnosti od intenziteta normalne sile u toj fazi, kao i od stanja zazora (dok motor ne dostigne radno temperaturno stanje oni su veći), to premeštanje dovodi do manjeg ili većeg udara bočne površine klipa u površinu cilindra, što je obično praćeno primetnom bukom. Stoga se, radi smanjenja buke usled premeštanja klipa, obavezno primenjuje dezaksijalni mehanizam i to sa pozitivnim pomeranjem osovinice klipa (*+e*). Pomeranjem ose osovinice na OS stranu, tok normalne sile se fazno pomera tako da se njen smer menja pre dostizanja SMT u taktu sabijanja. Kako u ovoj fazi normalna sila još uvek nije dostigla svoj maksimum, premeštanje klipa se odvija pod dejstvom relativno male sile pa su udar i propratna buka manjeg intenziteta. Osim toga, usled pomeranja osovinice na OS stranu, rezultujuća sila na klipu stvara spreg sila, koji tokom premeštanja zakreće klip u smeru koji prati smer obrtanja KV. Takvo zakretanje dovodi do toga da udar prvo prihvata donji deo suknjice klipa koja, usled relativno male krutosti, deformacijom prihvata deo energije udara, čime se buka dodatno smanjuje.

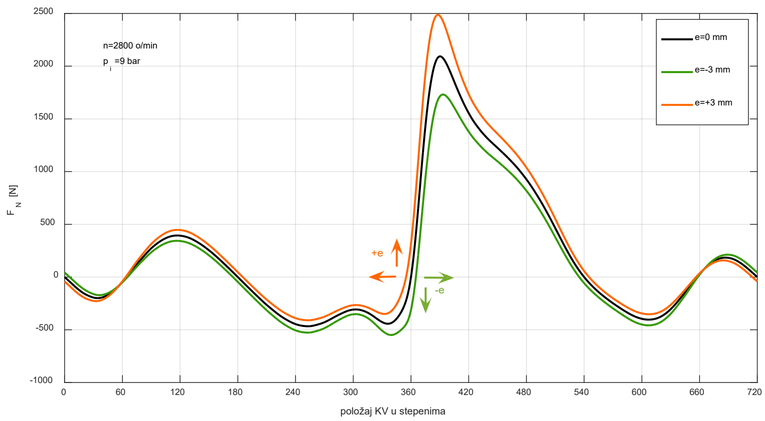


Sl. 5.12 – Dezaksijalni klipni mehanizam: a) sa izmeštanjem ose osovinice klipa; b) sa izmeštanjem ose KV

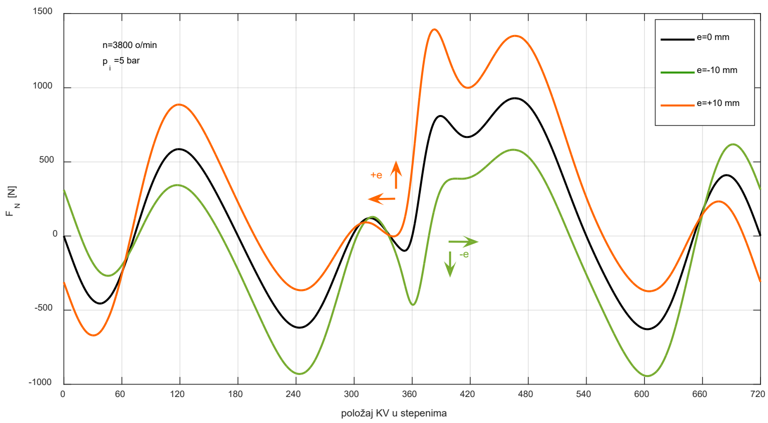
Pomeranjem osovinice na SOS stranu (*-e*) smanjuje se ugao klipnjače β, što za posledicu ima umanjenje normalne sile, ali i sile trenja koju ova sila prouzrokuje. U kojoj meri se ova mera može iskoristiti za smanjenje sila trenja na klipno cilindarskom sklopu, zavisi od radnog režima motora, ali i veličine samog pomeranja. Pomeranje, koje se može ostvariti u klipu – pomeranjem osovinice, je relativno malo i kod automobilskih motora ono iznosi 1-4 mm. Veće pomeranje je konstrukcijski moguće ostvariti kroz izmeštanje ose KV (Sl. 5.12-b) i zbog toga se, sa postavljenim ciljem umanjenja sila trenja, obično koristi dezaksijalni klipni mehanizam sa pomerenom osom KV, gde ta pomeranja mogu biti i veća od 10 mm.

Na Sl. 5.13 prikazan je uticaj dezaksijalnosti na tok normalne sile i to za različite radne režime motora i vrednosti pomeranja. Na Sl. 5.13-a prikazan je radni režim na kome je dominantno dejstvo gasnih sila (niži broj obrtaja, puno opterećenje) i na kome je evidentno da su pomenuti uticaji dezaksijalnosti primetni čak i sa malim pomeranjima. Otud se mala pomeranja realizuju uglavnom kroz dezaksijalnost osovinice klipa, a sa glavnim ciljem umanjenja buke pri premeštanju klipa u SMT.

Na slici 5.13-b prikazan je tok normalne sile na režimu na kome do većeg izražaja dolaze inercijalne sile oscilujućih masa. Na ovom prikazu je evidentno da veća negativna pomeranja (≈10 mm) mogu znatno umanjiti nivo normalne sile, tj. sile trenja u klipno-cilindarskom sklopu.



a)



b)

Sl. 5.13 – Tok normalne sile F_N kod dezaksijalnog klipnog mehanizma (glavni kinematski paramateri kao u zadatku u tački 5.1)

Takođe, može se videti da na režimima na kojima dominiraju inercijalne sile pravolinijski oscilujućih masa, intenzitet normalne sile opada u okolini SMT pri sagorevanju, ali po apsolutnom iznosu raste na ostalim delovima ciklusa. Može se zaključiti da negativno pomeranje ima ograničen efekat na smanjenje sila trenja, posebno na visokim brojevima obrtaja. Konačni izbor veličine i mesta pomeranja u dezaksijalnom mehanizmu rezultat je detaljnih analiza, postavljenih ciljeva i kompromisa.

Osim iz navedenih razloga (umanjenje udara i buke pri premeštanju klipa u SMT, smanjenje trenja u klipno-cilindarskom sklopu), primena dezaksijalnog klipnog mehanizma je ponekad neizostavna iz čisto konstrukcijskih razloga, kao što je to slučaj kod npr. višecilindarskih motora V-gradnje.

Kinematika dezaksijalnog klipnog mehanizma je složenija od kinematike aksijalnog klipnog mehanizma. Uz uvođenje relativne dezaksijalnosti:

$$\xi = \frac{e}{l} \tag{5.72}$$

put, brzina i ubrzanje klipa mogu se opisati sledećim jednačinama:

$$s(\phi) = \quad l \cdot \sqrt{(1+\lambda_k)^2 - \xi^2} - \left[r \cdot \cos(\phi) + \mathrm{l} \cdot \sqrt{1 - (\lambda_k \cdot \sin(\phi) + \xi)^2}\right] \tag{5.73}$$

$$v(\phi) = \dot{s}(\phi) = \frac{ds(\phi)}{dt} = r \cdot \omega \cdot \left[\sin(\phi) + \frac{\lambda_k \cdot \sin(\phi) \cdot \cos(\phi)}{\sqrt{1 - (\lambda_k \cdot \sin(\phi) + \xi)^2}}\right] \tag{5.74}$$

$$a(\phi) = \ddot{s}(\phi) = \frac{d^2 s(\phi)}{dt^2} = \tag{5.75}$$

$$= r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos(\phi) - \frac{\sin(\phi) \cdot (\lambda_k \cdot \sin(\phi) + \xi)}{\sqrt{1 - (\lambda_k \cdot \sin(\phi) + \xi)^2}} + \frac{\lambda_k \cdot \cos^2(\phi)}{\sqrt{1 - (\lambda_k \cdot \sin(\phi) + \xi)^2}} + \frac{\lambda_k \cdot \cos^2(\phi) \cdot (\lambda_k \cdot \sin(\phi) + \xi)^2}{(1 - (\lambda_k \cdot \sin(\phi) + \xi)^2)^{\frac{3}{2}}} \right)$$

Dezaksijalni klipni mehanizam razlikuje se od aksijalnog i po tome što:

1. hod klipa više nije $2 \cdot r$, već:

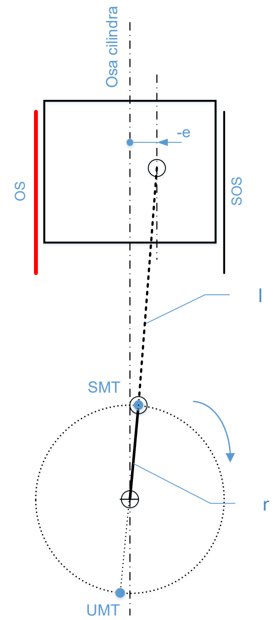
$$s^* = l \cdot \left(\sqrt{(1+\lambda_k)^2 - \xi^2} - \sqrt{(1-\lambda_k)^2 - \xi^2} \right) \tag{5.76}$$

2. Menja se kompresiona zapremina

Uvođenjem dezaksijalnosti hod klipa se neznatno povećava, usled čega se kompresiona zapremina neznatno smanjuje. U zavisnosti od veličine dezaksijalnog pomeranja, efekat povećanja stepena sabijanja u slučajevima pomeranja ose osovinice je jedva primetan, ali u slučaju većih pomeranja ose KV taj uticaj se ne sme zanemariti. Na primer, za klipni mehanizam iz tačke 5.1, dezaksijalnost od e=10 mm prouzrokuje povećanje stepena sabijanja za gotovo 0,2 jedinice (sa ε=9 na ε^*=9,2).

3. SMT i UMT su fazno pomereni.

Naime, klip dostiže krajnje položaje u trenutku u kome koleno KV i klipnjača postaju kolinearni. Kod aksijalnog klipnog mehanizma se ovo događa baš na 0° i 360°, odnosno 180° i 540°, dok se kod dezaksijalnog mehanizma poravnanje kolena KV i klipnjače dešava nešto ranije ili kasnije, u zavisnosti od smera dezaksijalnog pomeranja (Sl. 5.14).



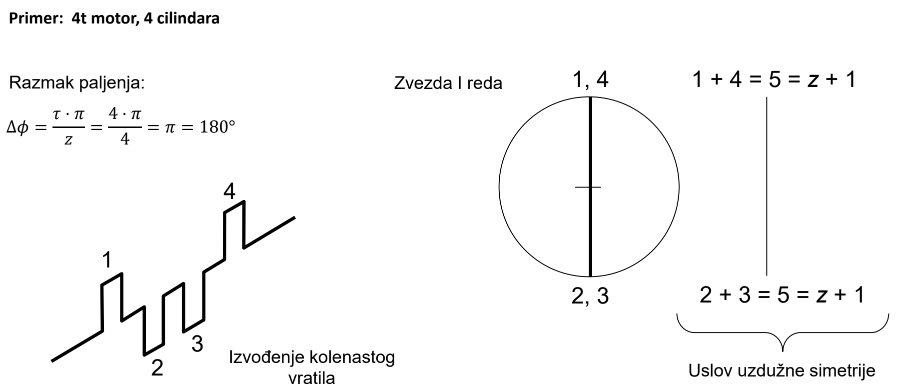
Sl. 5.14 – SMT i UMT dezaksijalnog klipnog mehanizma

5.8 Kako se određuje redosled paljenja kod višecilindarskog motora?

Povoljnim rasporedom kolena je potrebno zadržati željeni razmak paljenja uz istovremeno postizanje uravnoteženja inercijalnih sila rotacionih masa i njihovih momenata. Najbolji rezultati u ovom smislu, mogu se postići primenom uzdužno simetričnog kolenastog vratila. Potpuna uzdužna simetrija je moguća samo kod izvođenja 4t motora sa parnim brojem cilindara.

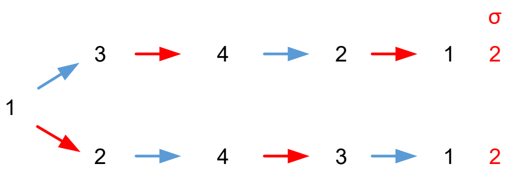
Primer 4-cilindarskog linijskog motora

Skica kolenastog vratila 4-cilindarskog linijskog motora, koje zadovoljava uslov uzdužne simetrije, prikazano je na Sl. 5.15. Pojednostavljeni pogled na KV spreda daje sliku rasporeda kolena, koja se često predstavlja grafički kroz prikaz poznat pod nazivom „zvezda prvog reda”. Ono što je takođe karakteristika uzdužno simetričnog kolenastog vratila, jeste da je zbir indeksa (rednih brojeva) kolena, koja se međusobno preklapaju u zvezdi prvog reda, za jedan veći od broja cilindara (Sl. 5.15).



Sl. 5.15 – Izbor rasporeda kolena 4-taktnog, 4-cilindarskog linijskog motora uz postavljen uslov uzdužne simetrije

Iz analize zvezde prvog reda linijskog 4-cilindarskog motora, dolazi se do mogućih redosleda paljenja koji su prikazani na Sl. 5.16.



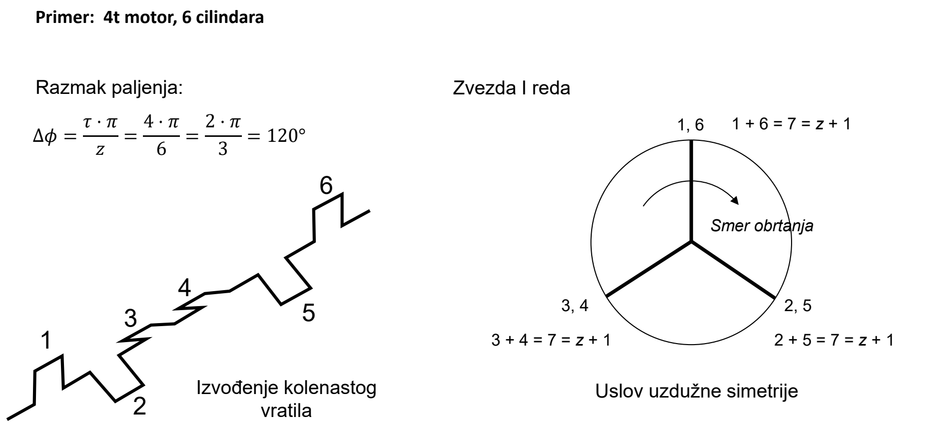
Sl. 5.16 – Mogući redosledi paljenja 4-cilindarskog motora

Pri izboru optimalnog redosleda paljenja, vodi se računa o tome da se, koliko god je to moguće, izbegnu uzastopna paljenja u susednim cilindrima. To doprinosi manjem i ujednačenom opterećenju pojedinih rukavaca KV, kao i ravnomernijem toplotnom opterećenju motora. Pri analizi mogućih redosleda paljenja pogodno je uvođenje parametra σ, kao indikatora ukupnog broja uzastopnih paljenja u susednim cilindrima tokom jednog radnog ciklusa.

Analizom mogućih redosleda paljenja kod 4-taktnog linijskog 4-cilindarskog motora, primetno je da u oba moguća redosleda paljenja dva puta u toku ciklusa dolazi do uzastopnog paljenja u susednim cilindrima ($\sigma = 2$). Otuda su oba redosleda paljenja u primeni, mada je redosled 1-3-4-2 neuporedivo više zastupljen iz drugih razloga, koji imaju veze sa brojnim kompromisima u konstrukciji motora (uravnoteženje, torzione vibracije KV, kvalitet punjenja cilindara svežom radnom materijom, kvalitet ispiranja cilindara od zaostalih produkata sagorevanja,...).

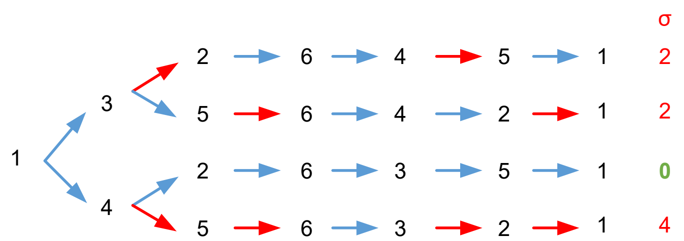
Primer 6-cilindarskog linijskog motora

Na Sl. 5.17 prikazano je izvođenje uzdužno simetričnog KV za linijski 4-taktni motor sa 6 cilindara.



Sl. 5.17 – Izbor rasporeda kolena 4-taktnog 6-cilindarskog linijskog motora uz postavljen uslov uzdužne simetrije

Mogući redosledi paljenja za 4-taktni 6-cilindraski linijski motor prikazani su na Sl. 5.18.



Sl. 5.18 – Mogući redosledi paljenja 4-cilindarskog motora

Analizom mogućih redosleda paljenja kod 4-taktnog linijskog motora sa 6 cilindara, primetno je da se redosled paljenja 1-4-2-6-3-5-1 ističe, s obzirom na to da u ovom redosledu nema ni jednog uzastopnog paljenja u susednim cilindrima ($\sigma = 0$), te se ovaj redosled paljenja smatra optimalnim.

5.9 Zašto i kada je potrebno vršiti uravnoteženje klipnog mehanizma?

Klipni mehanizam motora SUS opterećen je dejstvom inercijalnih sila pravolinijski oscilujućih masa (ISOM) i inercijalnih sila rotirajućih masa (ISRM). Uravnoteženjem ovih sila sprečava se njihovo prenošenje na oslonce motora, a time se znatno mogu umanjiti vibracije motora. Osim toga, uravnoteženjem se znatno rasterećuju ležajevi kolenastog vratila, čime se produžava trajnost celog klipnog mehanizma i uležištenja.

Ukupna masa pravolinijski oscilujućih delova m_{Io} uključuje:

1. Masu klipne grupe, koja uključuje masu klipa, klipnih prstenova i osovinice

$$m_{kg} = m_k + m_{kp} + m_{os} \tag{5.77}$$

2. Deo mase klipnjače koja vrši pravolinijski oscilatorno kretanje (ekvivalentni model klipnjače sveden na dve koncentrisane mase) $m_{knj,osc}$.

Ukupna masa pravolinijski oscilujućih delova iznosi:

$$m_{Io} = m_{kg} + m_{knj,osc} \tag{5.78}$$

Ukupna inercijalna sila pravolinijski oscilujućih masa (ISOM) izračunava se kao:

$$F_{Io} = m_{Io} \cdot a(\phi) = -m_{Io} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi) + \lambda_k \cdot \cos(2 \cdot \phi)) \tag{5.79}$$

Primetno je da je ISOM harmonijska funkcija sa dva dominantna člana:

$$F_{Io}^{I} = -m_{Io} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\phi) \qquad \text{– ISOM 1. reda} \tag{5.80}$$

$$F_{Io}^{II} = -m_{Io} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda_k \cdot \cos(2 \cdot \phi) \qquad \text{– ISOM 2. reda} \tag{5.81}$$

tj. da je:

$$F_{Io} = F_{Io}^{I} + F_{Io}^{II} \tag{5.82}$$

Inercijalne sile rotirajućih masa se izračunavaju kao:

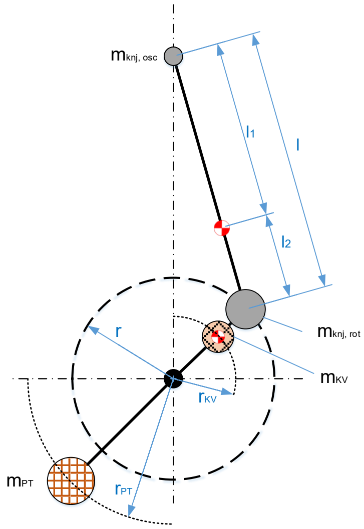
$$F_{Ir} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \tag{5.83}$$

gde je ukupna rotirajuća masa zbir dela klipnjače, koji vrši rotaciono kretanje ($m_{knj,rot}$) i mase kolenastog vratila, čiji je centar mase redukovan na poluprečnik letećeg rukavca:

$$m_r = m_{knj,rot} + m_{KV,rot} \tag{5.84}$$

gde je:

$$m_{KV,rot} = m_{KV} \cdot \frac{r_{KV}}{r} \tag{5.85}$$



Sl. 5.4 – Ekvivalentni model klipnog mehanizma i kolenastog vratila

Postupak provere uravnoteženja klipnog mehanizma vrši se kroz sledeće korake:

1. Određivanje rasporeda kolena (prikaz zvezde I reda) i redosleda paljenja sa ujednačenim razmakom;
2. Određivanje ukupne mase pravolinijski oscilujućih delova i ukupne mase rotirajućih delova;
3. Izračunavanje maksimalnih vrednosti inercijalnih sila oscilujućih masa;
4. Izračunavanje maksimalnih vrednosti momenata rotirajućih i oscilujućih inercijalnih masa;
5. Izračunavanje potrebne mase protivtegova i mesta njihovog postavljanja.

Zadatak

Analizirati problem uravnoteženja 4-taktnog linijskog motora sa 3 cilindra sledećih karakteristika:

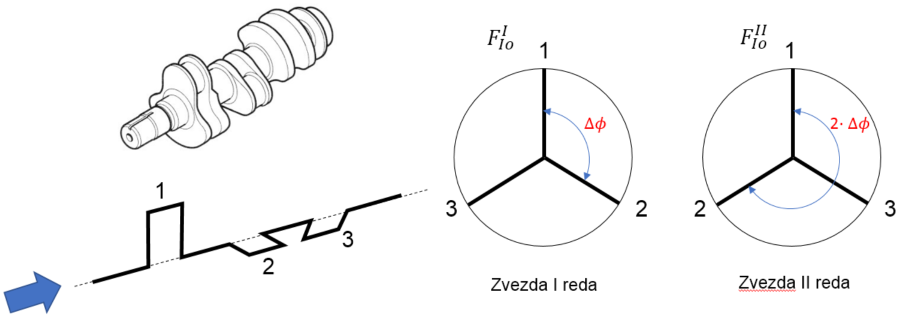
glavna kinematska karakterisitika	$\lambda_k = 0{,}25$
osno rastojanje cilindara	$a_C = 138\ mm$
rastojanje centra mase ramena od ose KV	$r_{ram,KV} = 10\ mm$
masa ramena KV (za jedno koleno)	$m_{ram,KV} = 2\ kg$
rastojanje centra mase klipnjače od centra velike pesnice	$l_2 = 55\ mm$
masa klipnjače	$m_{knj} = 1\ kg$
rastojanje centra mase protivtega od ose KV	$r_{pt} = 50\ mm$
broj protivtegova	$z_{pt} = 2$
međusobno rastojanje ravni protivtegova	$l_{pt} = 342\ mm$
masa klipne grupe (klip+osovinica+prstenovi)	$m_{kg} = 0{,}6\ kg$
masa letećeg rukavca	$m_{lr,KV} = 0{,}5\ kg$
dužina klipnjače	$l = 180\ mm$
ugaona brzina vratila	$n = 3000\ min^{-1}$

1. Zvezda prvog reda i redosled paljenja (ravnomerno raspodeljen po cilindrima):

   Za broj cilindara $z = 3$ i taktnost $\tau = 4$, ravnomerno raspodeljeno paljenje po cilindrima se dobija za fazni pomak od:

$$\Delta\phi = \frac{\tau \cdot \pi}{z} = \frac{4 \cdot \pi}{3} = 240° \tag{5.86}$$

   Jedini mogući redosled paljenja za vratilo sa Sl. 5.20 je 1-2-3-1.



Sl. 5.20 – KV linijskog 3-cilindarskog motora – zvezde prvog i drugog reda

2. Ukupna masa pravolinijski oscilujućih i rotirajućih delova

Predstavljanje klipnjače ekvivalentnim modelom sa dve koncetrisane mase, možemo klipnjaču podeliti na deo koji vrši isključivo pravolinijsko oscilatorno kretanje ($m_{knj,osc}$) i deo koji vrši isključivo rotaciono kretanje ($m_{knj,rot}$):

$$m_{knj,osc} = \frac{l_2}{l} \cdot m_{knj} \qquad\qquad m_{knj,rot} = \frac{l_1}{l} \cdot m_{knj} \tag{5.87}$$

$$m_{knj,osc} = \frac{55\ mm}{180\ mm} \cdot 1\ kg = 0{,}306\ kg \tag{5.88}$$

$$m_{knj,rot} = m_{knj} - m_{knj,osc} = 1\ kg - 0{,}306\ kg = 0{,}694\ kg \tag{5.89}$$

Ukupna masa pravolinijski oscilujućih delova uključuje deo klipnjače $m_{knj,osc}$ i masu klipne grupe m_{kg}:

$$m_{Io} = m_{kg} + m_{knj,osc} = 0{,}6\ kg + 0{,}306\ kg = 0{,}906\ kg \tag{5.90}$$

Ukupna masa rotirajućih delova, po kolenu KV, sastoji se od mase klipnjače koja vrši rotaciono kretanje ($m_{knj,rot}$), mase letećeg rukavca ($m_{lr,KV}$) i mase ramena kolena KV ($m_{ram,KV}$).

Kako se centar mase ramena ne nalazi na radijusu letećeg rukavca, radi sravnjivanja, neophodno je izračunati ekvivalentnu masu ramena koja bi ona imala redukcijom na radijus letećeg rukavca, tj.:

$$m_{ram_{red},KV} = m_{ram,KV} \cdot \frac{r_{ram,KV}}{r} = 2\ kg \cdot \frac{10\ mm}{180\ mm \cdot 0{,}25} = 0{,}444\ kg \tag{5.91}$$

gde je poluprečnik kolenastog vratila r izračunat iz relacije koja definiše glavnu kinematsku karakteristiku ($r = \lambda_k \cdot l$).

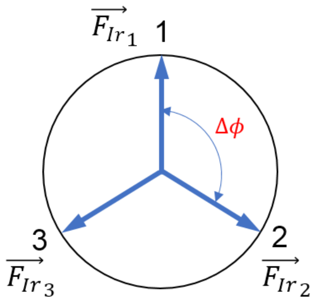
Ukupna masa rotirajućih delova, za svako koleno KV onda iznosi:

$$m_{Ir} = m_{knj,rot} + m_{lr,KV} + 2 \cdot m_{ram_{red},KV} \tag{5.92}$$

$$m_{Ir} = 0.694\ kg + 0.5\ kg + 2 \cdot 0.444\ kg = 2.082\ kg \tag{5.93}$$

3. Inercijalne sile pravolinijski oscilujućih masa (ISOM) i inercijalne sila rotirajućih masa (ISRM) i njihove rezultante

   a) Inercijalna sila rotirajuće mase (ISRM) na svakom kolenu, iznosi:



Sl. 5.21 – Inercijalne sile rotirajućih masa 3-cil. motora

$$F_{Ir} = m_{Ir} \cdot r \cdot \omega^2 \tag{5.94}$$

Ugaona brzina ω, izražena u rad/s izračunava se kao:

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30} = \frac{3000min^{-1} \cdot \pi}{30} = 314{,}16\frac{1}{s} \tag{5.95}$$

pa je:

$$F_{Ir} = m_{Ir} \cdot r \cdot \omega^2 = \tag{5.96}$$

$$F_{Ir} = 2{,}082\ kg \cdot 0{,}045\ m \cdot 314{,}16^2 \frac{1}{s^2} = 9247\ N$$

Sa Sl. 5.21 je očigledno da je vektorski zbir ovih sila jednak nula vektoru, tj.:

$$\overrightarrow{F_{Ir}}_R = \sum_{i=1}^{3} \overrightarrow{F_{Ir}}_i = \vec{0} \tag{5.97}$$

   b) Ukupna inercijalna sila pravolinijski oscilujućih masa (ISOM) izračunava se kao:

$$F_{Io} = m_{Io} \cdot a(\phi) = -m_{Io} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi) + \lambda_k \cdot \cos(2 \cdot \phi)) \tag{5.98}$$

odnosno, ISOM se može predstaviti zbirom sila prvog reda (koje direktno, po vrednosti, prate ugaoni položaj KV), i sile drugog reda (koje, po vrednosti, prate dvostruku vrednost ugaonog položaja KV):

$$\overrightarrow{F_{Io}} = \overrightarrow{F_{Io}^{I}} + \overrightarrow{F_{Io}^{II}} \tag{5.99}$$

Amplitude ISOM prvog i drugog reda iznose:

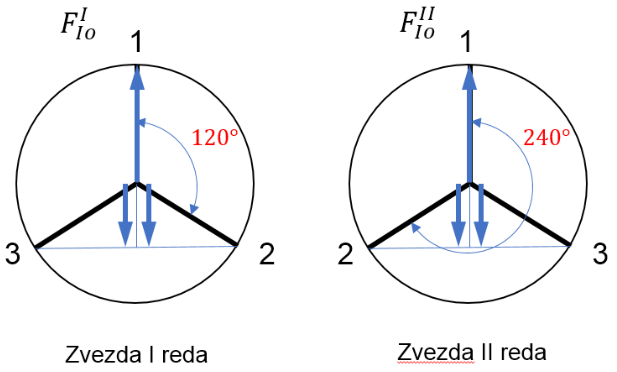
$$F_{Io}^{I} = 0{,}906\ kg \cdot 0{,}045\ m \cdot 314{,}16^2\ \frac{1}{s^2} = 4024\ N \tag{5.100}$$

$$F_{Io}^{II} = \lambda_k \cdot F_{Io}^{I} = 0{,}25 \cdot 4023{,}84\ N = 1006\ N \tag{5.101}$$

Sa Sl.5.22 je očigledno da je vektorski zbir ISOM i prvog i drugog reda jednak 0-vektoru:

$$\overrightarrow{F_{Io}^{I}}_R = \sum_{i=1}^{3} \overrightarrow{F_{Io}^{I}}_i = \vec{0} \qquad \overrightarrow{F_{Io}^{II}}_R = \sum_{i=1}^{3} \overrightarrow{F_{Io}^{II}}_i = \vec{0} \tag{5.102}$$

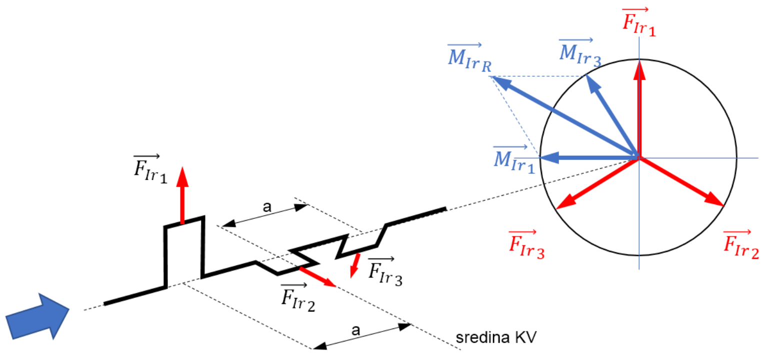
Analizom inercijalnih sila rotacionih i pravolinijski oscilujućih masa, kod četvorotaktnog 3-cilindarskog motora, dolazi se do zaključka da je, u pogledu ovih sila, motor prirodno uravnotežen.



Sl. 5.22 – Analiza ISOM – zvezde prvog i drugog reda 3-cilindarskog motora

4. Momenti inercijalnih sila rotirajućih masa (MISRM), momenti inercijalnih sila pravolinijski oscilujućih masa (MISOM) i njihove rezultante
   a) Momenti inercijalnih sila rotirajućih masa (MISRM)

Na Sl. 5.23 prikazan je prostorni raspored vektora inercijalnih sila rotirajućih masa. Očigledno je da momente grade samo inercijalna sila rotirajućih masa prvog i trećeg cilindra. Amplituda ovog momenta iznosi:



Sl. 5.23 – Analiza MISRM 3-cilindarskog motora

$$M_{Ir} = F_{Ir} \cdot a = 9247N \cdot 0.138m = 1276Nm \tag{5.103}$$

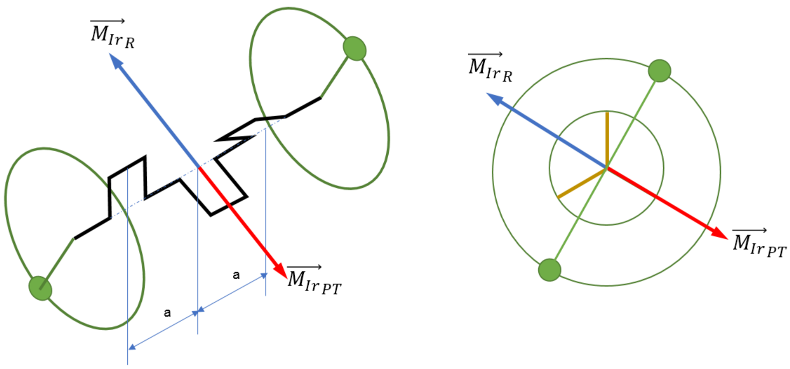
Vektori momenata imaju pravac upravan na vektore inercijalnih sila rotirajućih masa, a njihova rezultanta se dobija vektorskim sabiranjem:

$$\overrightarrow{M_{Ir_R}} = \sum_{i=1}^{3} \overrightarrow{M_{Ir_i}} = \overrightarrow{M_{Ir_1}} + \overrightarrow{M_{Ir_3}} \tag{5.104}$$

Pravac rezultujućeg MISRM je pod uglom od 120° u odnosu na vertikalnu ravan, a intenziteta:

$$M_{Ir_R} = \sqrt{\left(M_{Ir_1}\right)^2 + \left(M_{Ir_3}\right)^2 + 2 \cdot M_{Ir_1} \cdot M_{Ir_3} \cdot \cos(60°)} = 2211\ Nm \tag{5.105}$$

Inercijalne sile rotirajućih masa su vektori koji rotiraju zajedno sa KV i čiji intenziteti zavise samo od ugaone brzine, ali ne i od položaja KV. Postavljanjem protivtegova na KV, moguće je generisati dodatni moment inercijalnih sila rotirajućih protivtegova tako da on u potpunosti kompenzuje MISRM. Kako je pravac rezultujućeg MISRM poznat, u ravni upravnoj na njega se postavljaju protivtegovi i to na način prikazan na Sl. 5.24.



Sl.5.24 – Analiza MISRM 3-cilindarskog motora – potpuno uravnoteženje protivtegovima

b) Momenti inercijalnih sila pravolinijski oscilujućih masa (MISOM)

Inercijalne sile pravolinijskih oscilujućih masa prvog i drugog reda, kod 3-cilindarskog motora, prave momente koji nisu uravnoteženi. Do pravaca ovih momenata, kao i vrednosti i pravaca njihovih rezultanti može se doći identičnim postupkom koji je primenjen za analizu MISRM.

Kako vektori ISOM imaju pravac koji prati kretanje klipa, a vratilo nije simetrično (kao što je to slučaj sa npr. linijskim 4- ili 6-cilindarskim motorom), momenti ovih sila ne mogu se u potpunosti uravnotežiti dodavanjem protivtegova na vratilo. MISOM prvog reda, se mogu uravnotežiti protivtegovima samo delimično, dok je uravnoteženje MISOM drugog nemoguće bez implementacije dodatnog mehanizma.

Pregled slika i ilustracija

Pregled tabela

Literatura

1. J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Inc., New York, ISBN 978-0-070-28637-5, 1988.
2. R. Pischinger, M. Klell, T. Sams, Thermodynamik des Verbrennungskraftmaschinen, SpringerWienNewYork, ISBN 978-3211-99276-0-3, 2009.
3. C. R. Ferguson, Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences, John Wiley & Sons inc., ISBN 978-0-471-8812-92198-6.
4. M. Tomić, S. Petrović: Miroljub Tomić, Stojan Petrović: Motori sa unutrašnjim sagorevanjem,Mašinski fakultet u Beogradu, ISBN 978-86-7083-817-8, Beograd, 2014.
5. M. C. Živković: Motori sa unutrašnjim sagorevanjem, I deo – Teorija motora, Mašinski fakultet, ISBN 86-7083-073-6, Beograd, 1988.
6. R. Jankov, Matematičko modeliranje strujno-termodinamičkih procesa i pogonskih karakteristika dizel-motora, Naučna knjiga, Beograd, 1984.
7. C. F. Taylor, The Internal Combustion Engine in Theory and Practice: Vol.1, MIT Press, ISBN 978-0-262-70026-9 1985.
8. C. F. Taylor, The Internal Combustion Engine in Theory and Practice: Vol. 2, MIT Press, ISBN 978-0-262-70027-6, 1985.
9. J. P. Holman, Heat Transfer, 8th ed., McGraw-Hill Inc., ISBN 978-0070297234 ,1997.
10. H. Hiereth, P. Prenninger, Charging the Internal Combustion Engine, Powertrain, Springer-Verlag Wien, 2007.
11. W. W. Pulkrabeck: Engineering fundamentals of the Internal Combustion Engine, Prentice Hall, ISBN 978-0131405707, 1997.
12. H. Heisler: Advanced engine technology, Butterworth-Heinemann, ISBN 978-0340568224, 1998
13. R. v. Basshuysen: Intenal combustion engine handbook – Basics, components, systems and perspectives, SAE International, , ISBN 978-0-7680-7196-2, Warendale USA 2004.
14. G. Merker, C. Schwarz, R. Teichmann: Combustion engines development, Springer Verlag, ISBN 978-3-642-02951-6, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009.
15. R. Stone: Introduction to IC Engines, SAE International, ISBN-13: 978-0768004953, Warendale USA, 1999.
16. K. Molenhauer, H. Tschoeke: Handbook of Diesel Engines, Springer Verlag, ISBN 978-3-540-89083-6, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
17. K. Schreiner: Basiswissen Verbrennungs-motor, Springer Vieweg, , ISBN 978-3-658-06187-6, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.