

Analiza mehaničkih gubitaka u motoru s unutarnjim izgaranjem

Mihoci, Luka

Undergraduate thesis / Završni rad

2011

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:118900>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-28**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Luka Mihoci

Zagreb, 2011.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. Zoran Lulić, dipl. ing.

Student:

Luka Mihoci

Zagreb, 2011.

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

Zahvaljujem se svojim mentorima, prof. dr. sc. Zoranu Luliću i dr. sc. Darku Kozarcu, na ukazanom povjerenju da ću izvršiti ovaj zadatak.

Posebno se zahvaljujem dr. sc. Darku Kozarcu na ustupljenoj literaturi i izdvojenom vremenu kako bi me uputio kvalitetnom uređenju teksta i uspješnoj izradi završnog rada.

Luka Mihoci



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

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

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Luka Mihoci**

Mat. br.: 35168248

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Analiza mehaničkih gubitaka u motoru s unutarnjim izgaranjem**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Analysis of Frictional Loses of Internal Combustion Engines**

Opis zadatka:

Motor s unutarnjim izgaranjem toplinskim procesom pretvara kemijsku energiju goriva u koristan rad. Pri tome se pokazalo da je korisno dobiveni rad manji od rada samog toplinskog procesa. Razlika između rada ostvarenog termodinamičkom pretvorbom u cilindru motora i rada dobivenog na izlazu iz motora naziva se rad pokrivanja mehaničkih gubitaka (engl. Engine Friction). Taj rad predstavlja čiste gubitke motora pa se njegovim smanjenjem mogu postići uštede u potrošnji goriva, a samim time i u emisiji CO₂. Zbog toga je detaljna analiza mehaničkih gubitaka motora važna.

U okviru ovog rada potrebno je:

- Analizirati izvore mehaničkih gubitaka u motoru.
- Detaljnije objasniti svaki tip mehaničkih gubitaka.
- Analizirati metode mjerenja mehaničkih gubitaka.
- Prikazati konstrukcijske mjere za smanjenje pojedinih mehaničkih gubitaka.
- Prikazati razvijene proračune pojedinih vrsta mehaničkih gubitaka.
- Na temelju prikazanih proračuna izraditi programski kod za izračunavanje mehaničkih gubitaka.
- Analizirati mogućnosti smanjenja potrošnje goriva smanjivanjem mehaničkih gubitaka.

Pri radu se treba držati pravila koja su uobičajena za izradu semestralnih radova kao i posebnih pravila za izradu završnih radova. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Predložena literatura:


1. Heywood J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw - Hill, New York, 1988.
2. Stone R.: Introduction to Internal Combustion Engines, Macmillan press Ltd., London, 1999.
3. Ferguson C.R. and Kirkpatrick A.T.: Internal combustion Engines, Wiley, New York, 2001.
4. Blair G. P.: Design and Simulation of Four-Stroke Engines, SAE, Warrandale, 1999.
5. Wang Y.: Introduction to Engine Valvetrains, SAE, Warrandale, 2007.

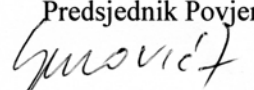
Zadatak zadan:
18. studenog 2010.

Rok predaje rada:
1. rok: **04. veljače 2011.**
2. rok: **05. srpnja 2011.**

Predvideni datumi obrane:
1. rok: **09. – 11. veljače 2011.**
2. rok: **11. – 13. srpnja 2011.**

Zadatak zadao:


Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Referada za diplomske i završne ispite

Obrazac DS - 3A/PDS - 3A

Sadržaj

Popis slika.....	II
Popis tablica.....	II
Popis fizikalnih veličina, mjernih jedinica i indeksa.....	III
1. Uvod.....	1
2. Vrste mehaničkih gubitaka	2
2.1. Trenje.....	3
2.2. Gubitci nastali uslijed trenja u pokretnim dijelovima	6
2.2.1. Gubitci u sklopu klipa.....	6
2.2.2. Gubitci u koljenastom vratilu	7
2.2.3. Gubitci u razvodnom mehanizmu.....	8
2.3. Gubitci uslijed pokretanja pomoćnih uređaja.....	10
2.4. Utjecaj promjene mehaničkih gubitaka na specifičnu efektivnu potrošnju goriva	11
3. Metode mjerenja gubitaka	13
4. Proračun gubitaka u motoru.....	17
4.1. Proračun ukupnih gubitaka motora	17
4.2. Proračun gubitaka po komponentama	18
4.2.1. Rad izmjene radnog medija	18
4.2.2. Sklop klipa.....	19
4.2.3. Koljenasto vratilo	20
4.2.4. Razvodni mehanizam	21
4.2.5. Pomoćni uređaji.....	23
5. Mjere za smanjenje gubitaka	24
6. Analiza rezultata	25
7. Zaključak	33
Popis literature.....	34
Prilog	35
Programski kod.....	35

Popis slika

Slika 2.1. Izvori mehaničkih gubitaka u motoru	2
Slika 2.2. Udjeli mehaničkih gubitaka pojedinih komponenti četverocilindarskog Otto motora prikazan pomoću srednjeg tlaka trenja.....	3
Slika 2.3. Prikaz djelovanja sile trenja između dvaju površina	3
Slika 2.4. Stribeckov dijagram	5
Slika 2.5. Sklopa klipa Otto motora	6
Slika 2.6. Sile na klipnom prstenu.....	7
Slika 2.7. Dijelovi razvodnog mehanizma.....	8
Slika 2.8. Vrste razvodnih mehanizama	9
Slika 2.9. Moment za pokretanje različitih vrsta razvodnih mehanizama.....	9
Slika 3.1. Indikatorski dijagram	14
Slika 3.2. Willansova linija.....	15
Slika 6.1. Srednji tlak trenja komponentata sklopa klipa	26
Slika 6.2. Srednji tlak trenja dijelova koljenastog vratila.....	26
Slika 6.3. Srednji tlak trenja pomoćnih uređaja.....	27
Slika 6.4. Srednji tlak trenja razvodnog mehanizma za TIP I	27
Slika 6.5. Udio pojedinih komponenti u ukupnim gubitcima.....	28
Slika 6.6. Snaga potrebna za svladavanje mehaničkih gubitaka.	28
Slika 6.7. Srednji tlak trenja u koljenastom vratilu ovisno o promjeru glavnog ležaja. .	29
Slika 6.8. Srednji tlak trenja u koljenastom vratilu ovisno o promjeru letećeg ležaja. ..	30
Slika 6.9. Utjecaj promjera glavnog ležaja na ukupne mehaničke gubitke.	30
Slika 6.10. Srednji tlak trenja ovisno o vrsti razvodnog mehanizma	31
Slika 6.11. Ukupni srednji tlak trenja ovisno o vrsti razvodnog mehanizma.....	31
Slika 6.12. Utjecaj korištenja kotačića u razvodnom mehanizmu i brzine vrtnje na srednji tlak trenja.	32

Popis tablica

Tablica 4.1. Koeficijenti za računanje gubitaka trenja za različite izvedbe razvodnog mehanizma	22
Tablica 6.1. Ulazni podaci za računanje gubitaka	25

Popis fizikalnih veličina, mjernih jedinica i indeksa

Fizikalne veličine

$A_{p,ef}$	[m ²]	- efektivna površina dodira plašta klipa i cilindra
B	[m]	- promjer klipa
C_1	[-]	- koeficijent vrste motora
C_b	[kPa-mm ²]	- konstanta brtva vratila
C_{bv}	[kPa-mm ³ -min]	- konstanta bregastog vratila
C_g	[-]	- koeficijent tlaka plinova kod klipnih prstena
C_l	[kPa-min-mm]	- konstanta ležajeva vratila
C_{om}	[kPa]	- konstanta oscilirajućeg mješovitog trenja podizača i vodilice ventila
C_{oh}	[kPa-mm-min]	- konstanta oscilirajućeg hidrodinamičkog trenja podizača i vodilice ventila
C_{pk}	[kPa-mm-min]	- konstanta podizača s kotačićem
C_{pr}	[kPa-mm ²]	- konstanta proporcionalnosti klipnih prstena
C_{ps}	[kPa-mm-s/m]	- konstanta proporcionalnosti plašta
C_{rp}	[kPa-mm]	- konstanta ravnog podizača
D_{gl}	[m]	- promjer glavnog ležaja
$D_{l,bv}$	[m]	- promjer ležaja bregastog vratila
D_{ll}	[m]	- promjer letećeg ležaja
$D_{u,v}$	[m ²]	- promjer usisnih ventila
F_p	[N]	- sila prstena i plinova
K_{kv}	[-]	- koeficijent koljenastog vratila
K_p	[s/m]	- konstanta tlaka plinova kod klipnih prstena
L	[m]	- duljina hoda klipa
L_{gl}	[m]	- širina glavnog ležaja
$L_{l,bv}$	[m]	- širina ležaja bregastog vratila
L_{ll}	[m]	- širina letećeg ležaja
L_v	[m]	- maksimalni podizaj ventila
m	[-]	- broj klipova po letećem ležaju
N	[min ⁻¹]	- brzina vrtnje motora
n_c	[-]	- broj cilindara
n_l	[s/m]	- broj ležajeva
$n_{u,v}$	[-]	- broj usisnih ventila
n_{bv}	[-]	- broj bregastih vratila
P	[-]	- snaga
p_a	[Pa]	- atmosferski tlak
p_i	[Pa]	- srednji indicirani tlak
$p_{ispuh.}$	[Pa]	- tlak na ispuhu
$p_{prig.}$	[Pa]	- srednji tlak prigušenja

$p_{pump.vent.}$	[Pa]	- srednji tlak pumpanja kroz ventil
p_t	[Pa]	- srednji tlak trenja
$p_{usis.}$	[Pa]	- tlak u usisu
r	[-]	- kompresijski omjer
$\overline{S_p}$	[m/s]	- srednja brzina klipa
V_h	[m ³]	- radni volumen

Indeksi

alt	- alternator
aps	- apsolutni
brtv	- brtva
bv	- bregasto vratilo
bo	- balansirajuća osovina
el	- električne
glav	- glavnog
gub	- gubitak
hidro	- hidrodinamičko
kot	- kotačić
kv	- koljenasto vratilo
man	- manometarski
mješ	- mješovito
let	- letećeg
lež	- ležaja
osc	- oscilirajući
pl	- plašta
plin	- plinova
pod	- podizača
pom	- pomoćnih
prst	- prstena
rav	- ravnog
rm	- razvodni mehanizam
sk	- sklop klipa
tlak	- tlaka
uk	- ukupno
uređ	- uređaja

1. Uvod

Mehanički gubitci u motoru s unutarnjim izgaranjem posljedica su svladavanja trenja nastalog između pokretnih dijelova motora, hidrodinamičkih sila u ulju, te pokretanja pomoćnih uređaja motora. To znači da sva indicirana snaga u motoru nije raspoloživa na koljenastom vratilu već se dio te snage koristi za svladavanje mehaničkih gubitaka. Većina gubitaka nastalih trenjem se pretvara u toplinu. Udio mehaničkih gubitaka u indiciranoj snazi motora kod gradskih automobila standardne snage se otprilike kreće od 10% kod punog opterećenja pa do 100% kod praznog hoda[1]. Metode mjerenja gubitaka su komplicirane i teško daju precizne rezultate. Mehanički gubitci direktno utječu na najveći moment i najmanju specifičnu efektivnu potrošnju goriva. U današnje vrijeme zbog ekoloških i ekonomskih razloga se teži smanjenju potrošnje goriva, pa je smanjenje mehaničkih gubitaka jedno od mogućih rješenja. Često je razlika između dobre i prosječne konstrukcije motora baš u njihovim mehaničkim gubitcima.

U prvom dijelu rada analizirati će se vrste mehaničkih gubitka te odrediti njihovi izvori. Analizirat će se metode mjerenja gubitaka, a zatim će se prikazat formule za približno računanje pojedinih vrsta mehaničkih gubitaka koje su razvili Bishop [5] i Patton [6], te će se opisati neke konstrukcijske mjere za smanjenje pojedinih gubitaka.

U drugom dijelu rada na temelju formula za računanje pojedinih vrsta mehaničkih gubitaka prema Pattonu izradit će se programski kod za izračunavanje tih gubitaka u Matlabu. Pomoću programskoga koda dobiveni rezultati će se analizirati na temelju različitih konfiguracija motora. Utvrdit će se koliki su mehanički gubitci pojedinih komponenata, te kako se oni mijenjaju ovisno o promjeni brzine vrtnje motora i ostalih veličina.

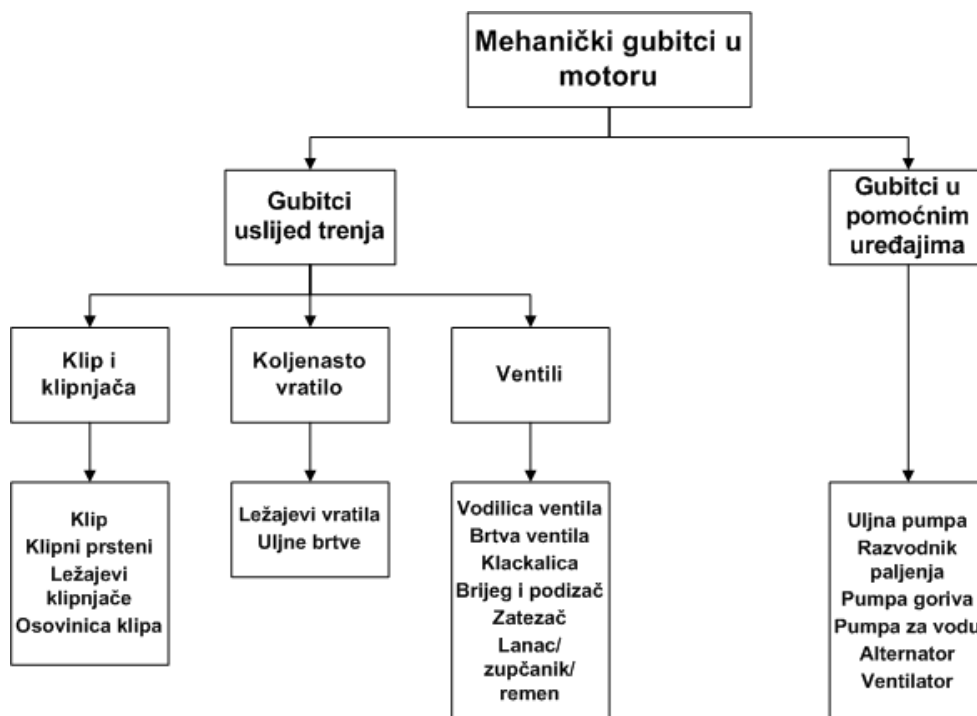
2. Vrste mehaničkih gubitaka

Postoje dva osnovna tipa mehaničkih gubitaka (Slika 2.1.):

1. Gubitci nastali zbog trenja u pokretnim dijelovima. Oni nastaju kao trenje u ležajevima, između prstena, utora prstena i cilindra, u osovinici klipa, koljenastom vratilu, u razvodnom mehanizmu te u zupčanicima, remenicama i remenima koji pokreću bregasto vratilo i pomoćne uređaje.
2. Gubitci uslijed pokretanja pomoćnih uređaja. Oni podrazumijevaju vodenu i uljnu pumpu, pumpu goriva, ventilator, alternator i sekundarnu pumpu za kontrolu ispušnih plinova.

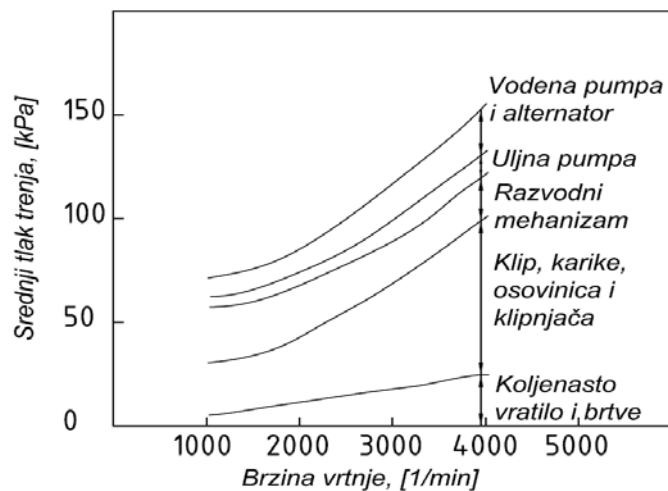
U Američkoj literaturi rad izmjene radnog medija smatra se gubitak, dok u Europskoj literaturi rad izmjene radne tvari izražava se u indiciranom radu i prikazuje se u indikatorskom dijagramu.

Prema Američkoj literaturi indicirani rad se mjeri samo u taktu kompresije i ekspanzije te dobivaju bruto indicirani rad od kojeg kasnije oduzimaju gubitak uslijed izmjene radne tvari. Pumpni rad sadrži gubitke u usisu koji su rezultat pada tlaka u usisnoj grani. Pad tlaka nastaje zbog trenja zraka po stijenci cjevovoda i turbulentnog strujanja. Pad tlaka kod usisa se javlja u filtru zraka, karburatoru, prigušnom ventilu, usisnom cjevovodu i kod usisnog ventila. Kod ispuha također dolazi do pada tlaka. Kod ispušnog ventila je pretlak te opada prema izlazu ispušnog cjevovoda. Pad se javlja kod ispušnog ventila, u ispušnom cjevovodu, katalizatoru i prigušivačima.



Slika 2.1. Izvori mehaničkih gubitaka u motoru [2].

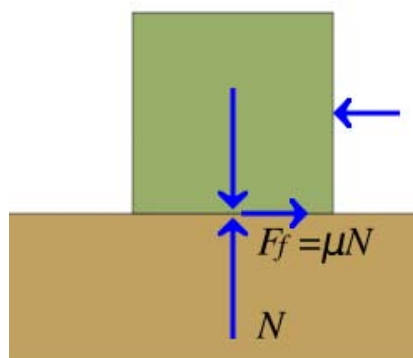
Veličina gubitaka ovisi o vrsti motora, brzini vrtnje i srednjem efektivnom tlaku. Najveći gubici se javljaju u sklopu klipa, dok se veličina ostalih gubitaka razlikuje između Otto i Diesel motora. Udjeli gubitaka pojedinih komponenti za Otto motor prikazani su slikom 2.2.



Slika 2.2. Udjeli mehaničkih gubitaka pojedinih komponenti četverocilindarskog Otto motora prikazan pomoću srednjeg tlaka trenja o ovisnosti o brzini vrtnje motora [1].

2.1. Trenje

Većina mehaničkih gubitaka uzrokovana je trenjem između dvije površine u relativnom gibanju (Slika 2.3.). Može se definirati kao otpor kretanju između dvaju tijela u dodiru. Koristi se termin faktor trenja koji je definiran kao omjer tangencijalne sile i normalne sile između tijela u dodiru. Sila potrebna za početak klizanja najčešće je veća od sile potrebne za održavanje klizanja, stoga je statičko trenje veće od kinetičkog trenja. Važna svojstva površina u dodiru koje utječu na trenje su čvrstoća, tvrdoća, elastičnost, plastičnost, smična čvrstoća, toplinska vodljivost i mogućnost podmazivanja.



Slika 2.3. Prikaz djelovanja sile trenja između dvaju površina u relativnom gibanju [4].

Postoje dvije vrste trenja:

1. Trenje između dviju površina u relativnom gibanju sa mazivom između njih ili bez njega (Slika 2.3.)
2. Trenje uzrokovano turbulentnom disipacijom.

U 17. i 18. stoljeću razvijena su tri osnovna zakona trenja:

1. Sila trenja je proporcionalna normalnoj sili.
2. Sila trenja je nezavisna od prividne površine dodira.
3. Sila trenja je nezavisna od brzine klizanja.

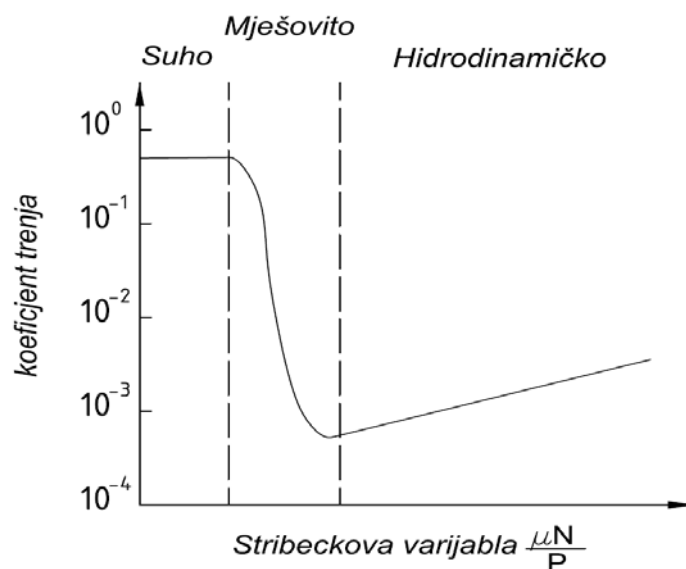
U praksi ti zakoni su se u nekim slučajevima pokazali kao netočnima. U nekim slučajevima sila trenja nije proporcionalna normalnoj sili zbog faktora kao što su stvarna površina dodira i hrapavost površine. Također sila trenja je zavisna o brzini klizanja u slučaju kad se koristi mazivo između površina u dodiru.

Osnovni problem trenja podmazanih površina u motoru je u velikoj promjeni iznosa sila koje djeluju između površina pa zbog toga dolazi do različitih vrsta podmazivanja.

Zbog toga razlikujemo sljedeće vrste trenja između dviju površina u gibanju:

1. Suho trenje - kod suhog trenja između dodirnih ploha nema maziva, plohe su u direktnom kontaktu pa je stoga faktor trenja najveći.
2. Mješovito trenje - kod mješovitog trenja ima maziva između dodirnih površina ali se nije stvorila dovoljna debljina mazivog filma pa se površine na nekim mjestima dodiruju. Zbog djelomičnog odvajanja površina faktor trenja je manji nego kod suhog trenja. Mješovito trenje javlja se kod pokretanja ili zaustavljanja motora, kod normalnog rada između stjenke cilindra i klipnih prstena, u letećem ležaju kod gornje i donje mrtve točke, kod jako opterećenih dijelova, te kod dijelova koji se sporo gibaju.
3. Hidrodinamičko trenje - kod hidrodinamičkog trenja se stvara mazivi film između dodirnih površina te više nema kontakta između njih, zbog toga je kod ove vrste trenja faktor trenja najmanji. Otpor gibanju u hidrodinamičkom trenju ovisi o smičnim silama u mazivom filmu a ne o interakciji između površina u dodiru. Zbog toga faktor trenja kod hidrodinamičkog podmazivanja ovisi o brzini gibanja, opterećenju i viskoznosti maziva.

Veličina koeficijenta trenja ovisno o vrsti trenja, viskoznosti ulja i brzini klizanja prikazana je Stribeckovom krivuljom (slika 2.4.)



Slika 2.4. Stribeckov dijagram prikazuje veličinu koeficijenta trenja ovisno o vrsti trenja i brzini vrtnje [3].

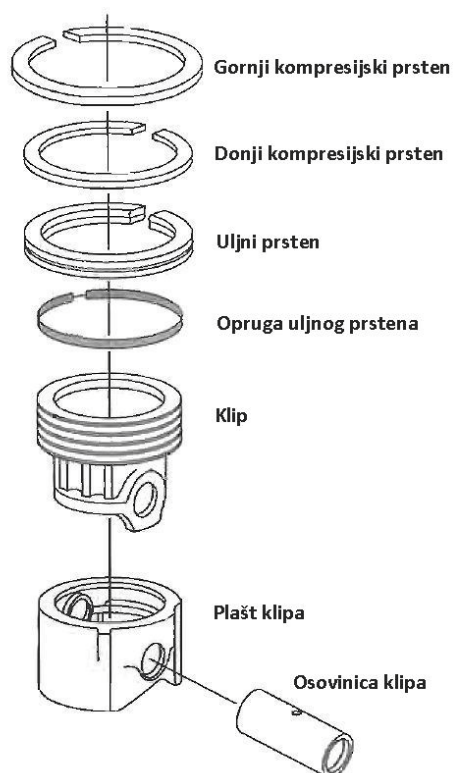
Stribeckova krivulja predstavlja promjenu koeficijenta trenja s obzirom na vrstu trenja, dinamičku viskoznost μ [Pas], brzinu klizanja N [m/s] i pritiska pod kojim ležaj radi P [MPa].

Druga vrsta trenja je trenje uzrokovano turbulentnom disipacijom. Ona se javlja tokom prolaza fluida kroz protočna ograničenja. Turbulencija je nepravilno vrtložno kretanje fluida, do nje dolazi kod strujanja fluida pored čvrstih predmeta ili ako brzina strujanja pređe određenu granicu. Za turbulentno strujanje karakteristično je da pored srednje brzine strujanja fluida, svaka čestica fluida ima još i dodatnu brzinu koja može biti djelomično u smjeru glavnog strujanja, a djelomično u smjeru suprotnom od glavnog strujanja. Kod motora ova vrsta trenja se javlja kod plinova koji strujanja kroz usisni cjevovod, ventile i plinova u cilindru, zatim kod strujanja rashladne tekućine i ulja kroz motor, te kod strujanja zraka kroz hladnjake i preko bloka motora. U tom procesu turbulentnog miješanja disipiran je rad.

2.2. Gubitci nastali uslijed trenja u pokretnim dijelovima

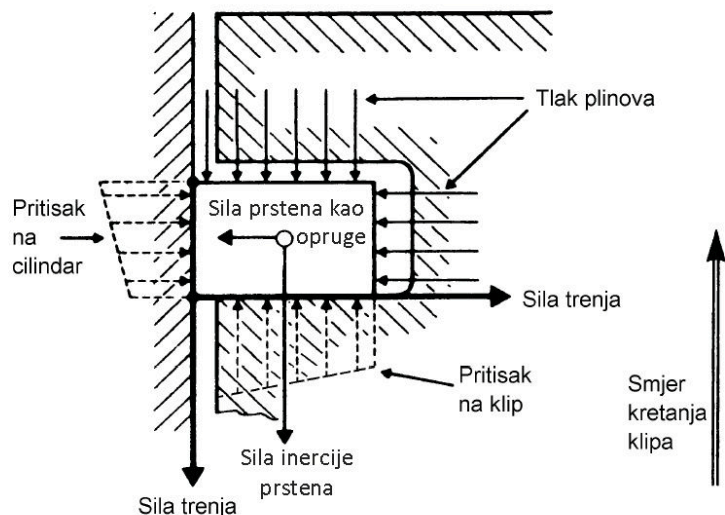
2.2.1. Gubitci u sklopu klipa

U sklopu klipa se javljaju najveći gubitci trenja od svih komponenti motora. Sklop klipa se sastoji od klipa, klipnih prstena i osovinice klipa (Slika 2.5.). Komponente klipa kod kojih se javlja trenje su kompresijski prsten, ulji prsten, plašt klipa i osovinica klipa, a sile koje djeluju u sklopu klipa su statička napetost prstena, sile plinova i sile inercije.



Slika 2.5. Sklopa klipa Otto motora [3].

Najveće trenje u sklopu klipa uzrokovano je klipnim prstenima. Trenje nastaje zbog statičke napetost u klipnim prstenima koja ih drži uz stjenku cilindra i tlaka plinova iza prstena koji ga dodatno pritišće uz stjenku cilindra. U gornjem kompresijskom prstenu u taktu ekspanzije tlak plinova izgaranja dolazi između klipa i prstena pa se zbog toga višestruko povećava radijalna sila u prstenu i to rezultira povećanjem sile trenja (Slika 2.6.). Veličina tlaka ovisi o brzini vrtnje i opterećenju motora. Uljni prsten za razliku od kompresijskog prstena ima znatno veću statičku napetost pa radi u uvjetima mješovitog trenja te se zbog toga javljaju velike sile trenja.



Slika 2.6. Sile na klipnom prstenu [7].

Pomoću plašta klipa vrši se vođenje klipa u cilindru i preuzimanje bočne sile. Klip klizi po stjenici cilindra te se između njih javlja sila trenje koje se povećava uslijed bočne sile koja nastaje zbog zakreta klipnjače. Površina kontakta između plašta i stjenke cilindra je velika u odnosu na površinu kontakta prstena i cilindra što znači da je manje opterećenje pa se zbog toga lakše ostvaruje hidrodinamičko podmazivanje što rezultira manjim silama trenja nego kod klipnih prstena.

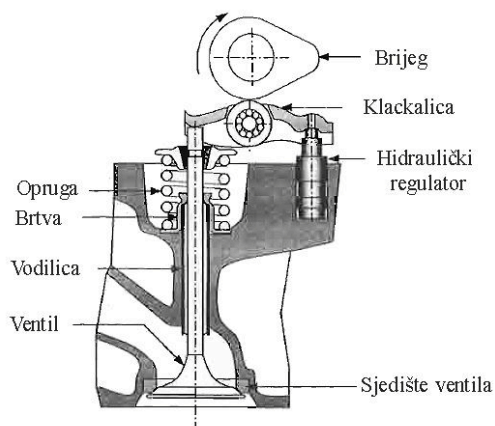
Glavni konstrukcijski faktori koji utječu na veličinu trenja su visina klipa, profil prstena, napetost i zračnost prstena, temperatura klipa, geometrija plašta klipa, te zračnost između plašta i stjenke cilindra. Povećanjem geometrije klipa rastu gubici trenja. Premala zračnost utječe na povećanje trenja, dok prevelika zračnost utječe na slabo vođenje klipa i brtvljenje. Temperatura utječe na rastezanje klipa te time i na zračnost između klipa i stjenke cilindra.

2.2.2. Gubici u koljenastom vratilu

Gubici u koljenastom vratilu nastaju zbog trenja u glavnim kliznim ležajevima, letećim ležajevima i brtvama koljenastog vratila. Za postizanje minimalnog trenja potrebno je ostvariti hidrodinamičko podmazivanje u ležajevima. Zbog velikih sila plinova i sila inercije te promjenjivog smjera djelovanja tih sila dolazi do promjene debljine uljnog filma. Ako je debljina filma ispod kritične debljine dolazi do mješovitog trenja što rezultira povećanjem trenja i trošenjem ležajeva. Veličina sile trenja ovisi o veličini površine ležaja, viskoznosti ulja i gradijentu srednje brzine u ulju. Sa njihovim povećanjem raste i sila trenja. Površina ležaja se ne smije biti premalena jer se onda teže stvara dovoljna debljina uljnog filma, a s time i hidrodinamičko podmazivanje.

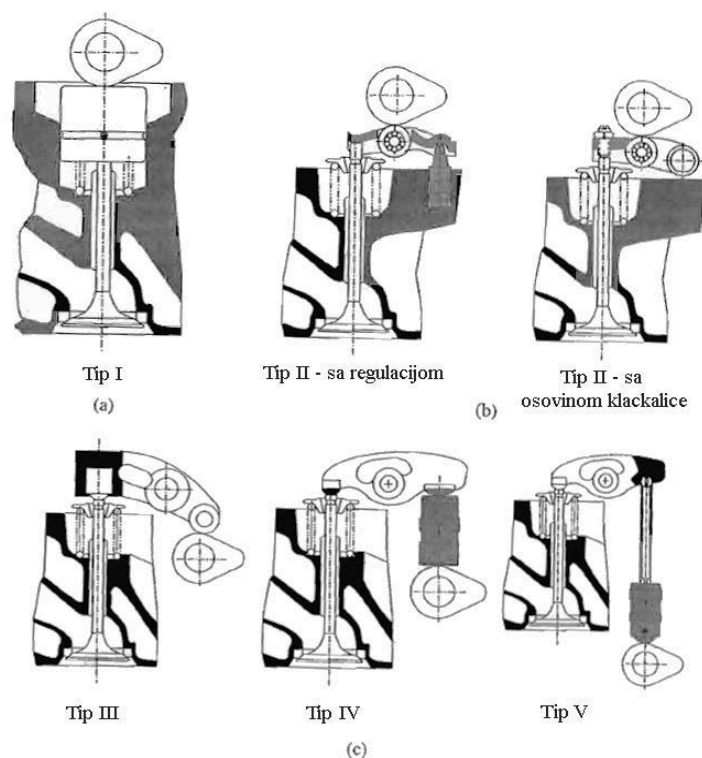
2.2.3. Gubitci u razvodnom mehanizmu

Od svih gubitaka uzrokovanih trenjem procjenjuje se da trećina otpada na gubitke u razvodnom mehanizmu. Razvodni mehanizam se sastoji od ventila, ventilskih opruga, bregastog vratila, klackalica i podizača (Slika 2.7.). Gubitci u razvodnom mehanizmu nastaju ponajprije zbog svladavanja sile trenja između brijega i podizača koja ovisi o normalnoj sili na koju utječu sila opruge i sila inercija. Trenje se još javlja u osovini klackalice, između stabla ventila i vodilice ventila, u ležajevima bregastog vratila, zupčanicima, lancima i zatezačima.

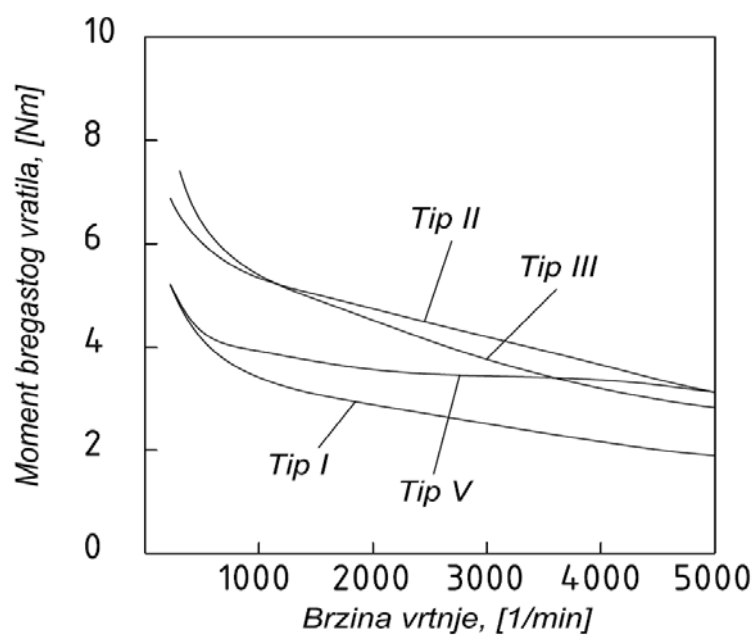


Slika 2.7. Dijelovi razvodnog mehanizma [2].

Postoje više vrsta razvodnog mehanizma (Slika 2.8.), te su gubitci trenja različiti između njih. Osnove razlike između pojedinih vrsta su smještaj bregastog vratila, koje može biti u bloku ili u glavi motora, zatim korištenje klackalica ili poluklackalica, te korištenje podizača. Na veličinu gubitaka najviše utječe brzina vrtnje, masa ventila, sila u opruzi i vrsta izvedbe mehanizma. Sa povećanjem brzine vrtnje opadaju gubitci trenja, ali samo do određene brzine vrtnje. Povećanjem mase ventila povećavaju se inercijske sile, one zajedno sa silom u opruzi čine normalnu silu o kojoj ovisi sila trenja. Stoga povećanjem mase ventila i sile u opruzi se povećavaju i sile trenja. Veličina i promjena gubitaka s obzirom na izvedbu razvodnog mehanizma prikazana je slikom 2.9.



Slika 2.8. Vrste razvodnih mehanizama. (a) direktno djelovanje, (b) djelovanje pomoću poluklackalice, (c) djelovanje pomoću klackalice i podizača (Tip IV i V). Tipovi I, II, III i IV imaju smješteno bregasto vratilo u glavi motora, dok Tip V u bloku motora [2].



Slika 2.9. Moment za pokretanje različitih vrsta razvodnih mehanizama prikazanih na slici 2.8. (TIP II je izveden bez kotačića) ovisno o brzini vrtnje motora [2].

2.3. Gubitci uslijed pokretanja pomoćnih uređaja

Pod gubitke smatramo samo uređaje koji su nužni za rad motora. Pumpa za vodu i uljna pumpa su uređaji ugrađeni u motor, nužni su za njegovo funkcioniranje pa se smatraju osnovnim dijelovima motora. Potpuno opremljen motor obično uključuje dodatne pomoćne uređaje kao što su alternator, ventilator i razni aktuatori koji upravljaju radom motora. Dodatni uređaji koji se ugrađuju a nisu presudni za rad motora su klimatizacijski uređaj i hidraulična pumpa ili elektromotor za servo-upravljaj.

Uljna pumpa je po izvedbi zupčasta pumpa. Njena zadaća je postizanje dovoljnog tlaka ulja i dovod ulja u sve dijelove motora koji zahtijevaju podmazivanje. Gubitci nastaju zbog viskoznosti ulja koje prolazi kroz cijevi i kanale za podmazivanje. Pumpa za vodu se izvodi kao centrifugalna pumpa, ona služi za strujanje rashladne tekućine pomoću koje se hladi motor. Gubitci nastaju zbog viskoznosti rashladne tekućine koja prolazi kroz hladnjak, blok motora i cijevi. Alternator služi za opskrbu motora električnom energijom, njegovi gubitci nastaju zbog trenja u ležajevima te zbog magnetskog toka koji nastaje između statora i rotora. Rotor je elektromagnet s jednim uzbudnim namotajem koji pod utjecajem vanjskog izvora mehaničke energije rotira u statoru. Stator ima induktivne namotaje u kojima se zbog rotacije elektromagneta stvara električna energija. Sa promjenom potrebe za električnom energijom mijenja se i magnetski tok između statora i rotora, pa time i gubitci u alternatoru. Aktuatori u motoru su najčešće elektronski upravljani. Što znači da troše električnu energiju i time povećavaju gubitke u alternatoru.

Oko 20 posto ukupnih gubitaka otpada na pumpu za vodu, uljnu pumpu i alternator. Veličina gubitaka ovisi o brzini vrtnje, temperaturi, te o veličini potrebne električne energije. Sa povećanjem brzine vrtnje rastu i gubitci. Temperatura utječe na viskoznost fluida. Sa povećanjem temperature opada viskoznost pa je lakše pumpati fluid te su gubitci manji. Povećanje potrebe za električnom energijom uzrokuje povećanje magnetskog toka između statora i rotora alternatora. S time raste i potrebna mehanička energija koja pokreće rotor tj. rastu gubitci.

2.4. Utjecaj promjene mehaničkih gubitaka na specifičnu efektivnu potrošnju goriva

Uzmemo za primjer da je kod punog opterećenja motora udio mehaničkih gubitaka u indiciranom radu 15%, što znači da je mehanički stupanj djelovanja $\eta_m = 0.85$. Smanjenjem mehaničkih gubitaka za 10% mehanički stupanj djelovanja će se povećati na $\eta_m = 0.865$. Promjenom mehaničkog stupnja djelovanja utjecati će se na promjenu efektivnog stupnja djelovanja, a samim time i na specifičnu efektivnu potrošnju goriva.

Efektivni stupanj djelovanja se može prikazati kao:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_1}, \quad (2.1.)$$

gdje se P_e može prikazati kao:

$$P_e = \eta_m \cdot P_i. \quad (2.2.)$$

Uvrštavanje jednadžbe 2.2. u 2.1. dobivamo:

$$\eta_e = \frac{\eta_m \cdot P_i}{\dot{Q}_1}. \quad (2.3.)$$

Uvrštavanjem vrijednosti za mehanički stupanj djelovanja u jednadžbu 2.3. dobivamo sljedeće:

$$\eta_{e1} = \frac{0.85 \cdot P_i}{\dot{Q}_1}, \quad (2.4.)$$

$$\eta_{e2} = \frac{0.865 \cdot P_i}{\dot{Q}_1}. \quad (2.5.)$$

Dijeljenjem jednadžbe 2.5. sa 2.4. dobivamo povećanje efektivnog stupnja djelovanja:

$$\frac{\eta_{e2}}{\eta_{e1}} = \frac{\frac{0.865 \cdot P_i}{\dot{Q}_1}}{\frac{0.85 \cdot P_i}{\dot{Q}_1}}, \quad (2.6.)$$

nakon kraćenja dobivamo:

$$\frac{\eta_{e2}}{\eta_{e1}} = \frac{0.865}{0.85} = 1.0176, \quad (2.7.)$$

što znači da je efektivni stupanj djelovanja povećan za 1.76%.

Specifična efektivna potrošnja goriva se može prikazati pomoću sljedeće jednadžbe:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_d} \quad (2.8.)$$

Ako uvrstimo vrijednosti za η_{e1} i η_{e2} u jednadžbu 2.8. dobivamo sljedeće:

$$g_{e1} = \frac{3600}{\frac{0.85 \cdot P_i}{\dot{Q}_1} \cdot H_d}, \quad (2.9.)$$

$$g_{e2} = \frac{3600}{\frac{0.865 \cdot P_i}{\dot{Q}_1} \cdot H_d} \quad (2.10.)$$

Dijeljenjem jednadžbe 2.9. sa 2.10. dobivamo smanjenje specifične potrošnje goriva:

$$\frac{g_{e2}}{g_{e1}} = \frac{0.85}{0.865} = 0.9827, \quad (2.11.)$$

što znači da je smanjenje efektivne potrošnje goriva 1.73%.

Iz ovoga proračuna je vidljivo da kod punog opterećenja motora sa mehaničkim stupnjem djelovanja od $\eta_m = 0.85$ smanjenje mehaničkih gubitaka za 10% rezultira smanjenjem specifične efektivne potrošnje goriva za 1.73%.

Kod manjeg opterećenja motora udio mehaničkih gubitaka u indiciranom radu bio veći, što znači da bi mehanički stupanj djelovanja bio manji. U tom slučaju smanjenje mehaničkih gubitaka od 10% bi rezultiralo većim smanjenjem specifične efektivne potrošnje goriva. Ako uzmemo za primjer da bi u tom slučaju mehanički stupanj djelovanja iznosio $\eta_m = 0.7$, iz jednadžbe 2.13. je vidljivo da bi smanjenje potrošnje goriva iznosilo 4.11%:

$$\frac{g_{e2}}{g_{e1}} = \frac{0.7}{0.73} = 0.9589. \quad (2.12.)$$

3. Metode mjerenja gubitaka

Mjerenje gubitaka u motoru s unutarnjim izgaranjem se provodi da bi se utvrdili ukupni gubitci trenja u motoru. Mjerenjem se mogu brzo prikupiti informacije o tome kako na gubitke utječu kvaliteta obrade površine, različite vrste ulja ili različita konstrukcijska rješenja. Tako se brzo mogu utvrditi koje obrade površine, ulja i konstrukcijska rješenja koristiti da se poveća efikasnost do određene granice, a da motor ne bude neekonomičan s gledišta troškova proizvodnje. Za najtočnije rezultate mjerenje bi se trebalo vršiti sa motorom koji radi. S obzirom da je takvo mjerenje vrlo zahtjevno, mjerenje se često vrši u motoru pokretnom vanjskim izvorom energije kao što je elektromotor.

Postoje 4 metode mjerenja gubitaka:

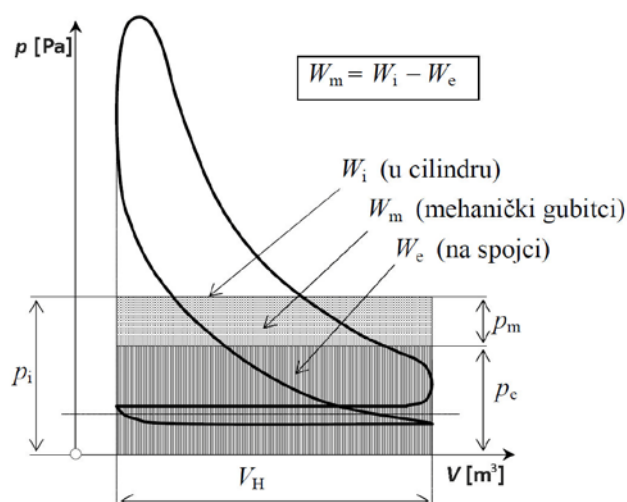
1. Mjerenjem srednjeg tlaka trenja od srednjeg indiciranog tlaka
2. Direktno motorno ispitivanje
3. Willansovom linijom
4. Morseovim ispitivanjem

Mjerenjem srednjeg tlaka trenja od srednjeg indiciranog tlaka

Najtočnije mjerenje trenja u motoru s unutarnjim izgaranjem može se izračunati oduzimanjem efektivne snage od indicirane snage dobivene točnim mjerenjem tlaka u cilindru u jednom ciklusu. Takvo mjerenje nije lako primijeniti na višecilindarskim motorima zbog razlike u indiciranoj snazi od cilindra do cilindra i zbog poteškoća u dovoljno točnom očitavanju tlakova u cilindrima. Zbog toga se trenje često mjeri u motorno pokretnom motoru.

Srednji indicirani tlak je računan prema $\int p \cdot dV$ u svim taktovima motora. Za to su potrebni podaci tlaka i volumena koji su točni i međusobno usklađeni. Moraju se očitati točni podaci tlaka prema kutu zakreta koljenastog vratila iz svakog cilindra sa senzorom tlaka i indikatorom kuta zakreta koljenastog vratila. Tako se računa omjer volumena prema kutu zakreta koljenastog vratila. Iz tako dobivenog p - V dijagrama očitava se srednji indicirani tlak. Oduzimanjem srednjeg efektivnog tlaka izmjenjenog na spojci od srednjeg indiciranog tlaka dobiva se srednji tlak trenja i pomoćnih uređaja.

Na slici 3.1. prikazan je p - V dijagram gdje je indicirani rad prikazan preko srednjeg tlaka i radnog volumena. Efektivni rad je izmjenjen na spojci te je u dijagramu također prikazan preko srednjeg tlaka. Srednji tlak trenja i pomoćnih uređaja dobije se tako da se od srednjeg indiciranog tlaka oduzme srednji efektivni tlak.



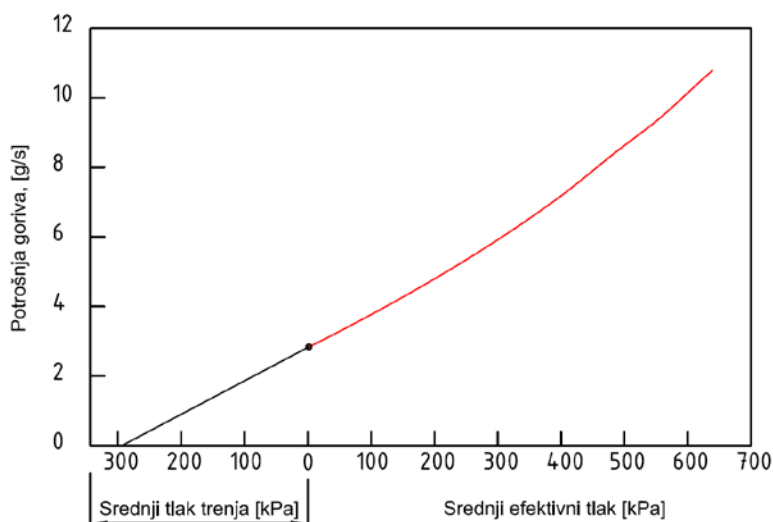
Slika 3.1. Indikatorski dijagram gdje su radovi prikazani pomoću srednjeg tlaka [8].

Direktno motorno ispitivanje

Kod metode direktnog motornog ispitivanja motor nije u radnom stanju već se pokreće sa vanjskim izvorom energije kao što je elektromotor. Veličinu gubitaka predstavlja snaga potrebna za pokretanje motora. Uvjeti kod ispitivanja moraju biti čim moguće bliže uvjetima motora u radu s izgaranjem. Temperatura motora mora biti kao temperatura motora u radu, to se postiže grijanjem rashladne tekućine, grijanjem ulja ili naizmjeničnom promjenom stanja motora iz radnog u motorno stanje. Motorno ispitivanje na progresivno rastavljenom motoru se može koristiti za izračun veličine trenja pojedinih komponenti motora u ukupnim gubitcima trenja. To se postiže tako da se uključuju ili isključuju pojedine komponente sa rada motora te se onda mjeri gubitak. Razlika između ukupnih gubitaka i gubitaka bez određene komponente predstavlja gubitak te komponente.

Willansova linija

Ekvivalent je direktnom motornom ispitivanju za Diesel motore. Krivulja u dijagramu potrošnje goriva i srednjeg efektivnog tlaka dobivena ispitivanjem motora kod konstantne brzine je ekstrapolirana natrag do nulte potrošnje goriva. Vrijednost ispod nultog srednjeg efektivnog tlaka predstavlja srednji tlak trenja. Primjer je prikazan na slici 3.1. gdje crvena krivulja prikazuje srednji efektivni tlak dobiven ispitivanjem, a crna linija prikazuje srednji tlak trenja dobiven ekstrapolacijom krivulje srednjeg efektivnog tlaka. Krivulja srednjeg efektivnog tlaka ima laganu zakrivljenost pa ju je zbog toga teško precizno ekstrapolirati.



Slika 3.2. Willansova linija pomoću koje se računa srednji tlak trenja [1].

Morseovo ispitivanje

U ovom ispitivanju cilindru iz višecilindarskog motora pri konstantnoj brzini vrtnje se isključuje uređaj za zapaljenje smjese. Time je isključeno izgaranje u cilindru. Preostali cilindri pokreću isključeni cilindar te se tako dobiva smanjenje u okretnom momentu na spojci. Svaki cilindar isključuje se iz sustava te se na kraju izračunava ukupan gubitak trenja.

Mjerenje se vrši na način da se prvo izmjeri snaga na spojci dok svi cilindri rade. Ta snaga uključuje indiciranu snagu umanjenu za mehaničke gubitke. Zatim se isključuje prvi cilindar i na spojci se dobiva snaga koje je jednaka indiciranoj snazi u ostalim cilindrima umanjena za gubitke trenja svih cilindara. Indicirana snaga u isključenom cilindru je jednaka razlici snage u slučaju kad su svi cilindri uključeni i snage kada je jedan cilindar isključen. Tako se izračuna indicirana snaga za svaki cilindar u motoru. Na kraju se od snage na spojci u slučaju kada rade svi cilindri oduzme indicirana snaga svakog cilindra te se na taj način dobiju ukupni gubitci trenja u motoru.

Od svih metoda samo prva metoda ima potencijal za mjerenje stvarnog trenja, dok ostale tri metode mjere snagu potrebnu za pokretanje motora.

Gubitci u motorno pokretanom motoru i motoru s izgaranjem su različiti zbog sljedećih razloga:

1. Samo kompresijski tlak, a ne i tlak uslijed izgaranje utječe na klip, klipne prstene i ležajeve. Tlak iza klipnih prstena je manji pa je i manja sila trenja. Sila kojom se opterećuju ležajevi je manja pa je i različita debljina uljnog filma u njima i s time su različiti gubitci.
2. Temperature klipa i cilindra su niže u motorno pokretanom motoru što rezultira većem viskoznošću ulja, a time i većim trenjem viskoznosti. Zbog niže temperature i zračnost između klipa i cilindra je veća pa je time trenje manje. U motoru s izgaranjem, u taktu izgaranja, zbog visokog tlaka kompresijski prsten ne može održati hidrodinamičko podmazivanje te dolazi do mješovitog trenja zbog kojeg je trenje veće. Sveukupno, utjecaj niže temperature cilindra i klipa u motornom radu nije u potpunosti razjašnjen.
3. U motornom radu nema izgaranja, a s time i takt ekspanzije pa plinovi u taktu ispuha imaju nižu temperaturu što utječe na veću gustoću plinova u cilindru pa se time povećava rad izmjene radnog medija.
4. Kod motornog rada motora neto rad se ostvaruje u taktu kompresije i ekspanzije zbog gubitka topline kroz plinove i stjenke cilindra, te zbog gubitka plinova kroz klipne prstene. Toplinski gubitci i gubitci plinova kroz klipne prstene dodatna su energija pretvorena u indicirani rad, rad trenja i efektivni rad. Neto rad nije dio pravog ukupnog rada trenja u motoru s izgaranjem i ne bi trebao biti isključen iz indiciranog rada motora s izgaranjem.

4. Proračun gubitaka u motoru

Gubitci u motoru s unutarnjim izgaranjem se računaju prema empirijskim jednadžbama. Jednadžbe su univerzalne i ne mogu prikazati egzaktne rezultate već se dobivaju približne vrijednosti zbog razlika u konstrukciji motora, korištenih materijala i maziva. Jednadžbe su razvili Bishop [5] i Patton [6]. Bishop je razvio jednadžbe za računanje ukupnih gubitaka, te gubitaka pojedinih sklopova. Patton je razvio jednadžbe sa kojima se računaju gubitci pojedinih komponenti motora te se na kraju zbrajaju da bi se dobili ukupni gubitci.

4.1. Proračun ukupnih gubitaka motora

Ukupni srednji tlak trenja izražen u [kPa] može se računati prema sljedećim jednadžbama [5]:

za Otto motor:

$$p_{t.uk.} = 0.97 + 0.15 \cdot \frac{N}{1000} + 0.05 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right)^2, [\text{kPa}] \quad (4.13.)$$

za Diesel motor bez nabijanja:

$$p_{uk.gub.} = C_1 + 48 \cdot \frac{N}{1000} + 0.4 \cdot \overline{S_p}^2, [\text{kPa}] \quad (4.14.)$$

gdje je: N [min^{-1}] brzina vrtnje motora; C_1 [kPa] koeficijent koji ovisi o vrsti Diesel motora i iznosi 75 [kPa] za motor s direktnim ubrizgavanjem, 110 [kPa] za motor s velikom vrtložnom komorom ili 144 [kPa] za motor s malom vrtložnom komorom; $\overline{S_p}$ [m/s] srednja brzina klipa.

Evidentno je da povećanjem brzine raste srednji tlak trenja, pa zbog zadržavanja dobre efikasnosti treba izbjegavati visoke brzine vrtnje. Smanjenje srednjeg tlaka trenja za 10 [kPa] smanjuje potrošnju za otprilike 2 posto [1].

S obzirom da Bishop i Patton smatraju rad izmjene radnog medija kao gubitak i ne prikazuju ga u indiciranom radu, jednadžba 4.2. sadrži gubitke trenje i gubitke izmjene radnog medija. Stoga da bi dobili samo rad trenja, od rezultata ukupnih gubitaka dobivenog jednadžbom 4.2. moramo oduzeti rad izmjene radnog medija.

4.2. Proračun gubitaka po komponentama

4.2.1. Rad izmjene radnog medija

Za izračun tlaka u cjevovodu potreban nam je set jednadžbi koje su povezane sa veličinom srednjeg indiciranog tlaka p_i .

$$p_i = 12.9 \cdot p_a \left(\frac{p_{usis.aps.}}{p_a} - 0.1 \right) \text{ [kPa]}, \quad (4.15.)$$

gdje je: $p_{usis.aps.}$ [kPa] apsolutni tlak na ulazu u cjevovod; p_a [kPa] atmosferski tlak.

Za Otto motor usisni $p_{usis.man.}$ i ispušni $p_{ispuh.man.}$ manometarski tlak se računa:

$$p_{usis.man.} = p_a - \frac{p_i}{12.9} - 10, \text{ [kPa]} \quad (4.16.)$$

$$p_{ispuh.man.} = p'_{ispuh.man.} \cdot \left[\left(\frac{p_i}{3904} \right) \cdot \left(\frac{N}{1000} \right) \right]^2, \text{ [kPa]} \quad (4.17.)$$

gdje je: $p'_{ispuh.man.}$ [kPa] ispušni manometarski tlak izmjeren pri 4000 [min⁻¹] i punom opterećenju; p_i [kPa]; p_a [kPa]; N [min⁻¹].

Srednji tlak prigušenja je jednak:

$$p_{prig.} = p_{usis.man.} + p_{ispuh.man.} \text{ [kPa]} \quad (4.18.)$$

Srednji tlak pumpanja kroz ventile:

$$p_{pump.vent.} = 8.96 \cdot \left(\frac{p_i}{1124} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{N}{1000} \right)^2 \cdot \left(\frac{2.98}{F} \right)^{1.28}, \text{ [kPa]} \quad (4.19.)$$

$$\text{gdje je } F = \frac{n_{u,v} \cdot n_c \cdot D_{u,v}^2}{V_h}, \text{ [m}^{-1}\text{]} \quad (4.20.)$$

gdje je: $n_{u,v}$ [-] broj usisnih ventila po cilindru; n_c [-] broj cilindara; $D_{u,v}$ [m] promjer usisnih ventila; V_h [m³] radni volumen; p_i [kPa]; N [min⁻¹].

Ukupni srednji tlak izmjene radnog medija je jednak:

$$p_{izm.rad.med.} = p_{prig.} + p_{pump.vent.} \text{ [kPa]} \quad (4.21.)$$

4.2.2. Sklop klipa

Prema Bishopu [5] srednji tlak trenja u sklopu cilindra se računa ovisno o vrsti trenja koje nastaje između cilindra i klipa. Kod takta ekspanzije zbog velikih sila dolazi do mješovitog trenja između klipnih prstena i cilindra te se srednji tlak sklopa klipa računa prema sljedećoj formuli:

$$p_{t.sk.mje.š.} \approx F_p \cdot \frac{L}{B^2}, [\text{kPa}] \quad (4.22.)$$

gdje je: F_p [N/m] opterećenje prstena koje se sastoji od ugradbene napetosti prstena i tlaka plinova iza prstena koji ovisi o opterećenju; L [m] duljina hoda klipa; B [m] promjer klipa.

U slučaju hidrodinamičkog trenja srednji tlak trenja u sklopu klipa se računa prema:

$$p_{t.sk.hidro.} \approx \frac{\overline{S}_p \cdot A_{p,ef}}{L \cdot B^2}, [\text{kPa}] \quad (4.23.)$$

gdje je: \overline{S}_p [m/s] srednja brzina klipa; $A_{p,ef}$ [m²] efektivna površina dodira plašta klipa i cilindra; L [m]; B [m].

Prema Pattonu [6] srednji tlak trenja se računa posebno za svaku komponentu te se dobiveni rezultati zbrajaju da bi se dobilo ukupni rad trenja sklopa klipa.

Srednji tlak trenja plašta iznosi:

$$p_{t.pl.} \approx c_{ps} \cdot \frac{\overline{S}_p}{B}, [\text{kPa}] \quad (4.24.)$$

gdje: c_{ps} predstavlja konstantu proporcionalnosti, a ona iznosi 294 [kPa-mm-s/m] za hidrodinamičko trenje te uključuje svojstva ulja; B [mm]; \overline{S}_p [m/s].

Srednji tlak trenja prstena se računa prema sljedećoj formuli:

$$p_{t.prst.} = c_{pr} \cdot \left(1 + \frac{1000}{N}\right) \cdot \frac{1}{B^2}, [\text{kPa}] \quad (4.25.)$$

gdje je: konstanta proporcionalnosti c_{pr} iznosi $4.06 \cdot 10^4$ [kPa-mm²]; N [min⁻¹]; B [mm].

Srednji tlak trenja prstena uslijed djelovanja tlaka plinova:

$$p_{t \text{ prst.tlak.plin.}} = c_g \cdot \frac{p_u}{p_a} \cdot \left[0.088 \cdot r + 0.182 \cdot r^{(1.33 - K_p \cdot \bar{S}_p)} \right], [\text{kPa}] \quad (4.26.)$$

gdje je: p_u [kPa] tlak na usisu; p_a [kPa] atmosferski tlak; r [-] kompresijski omjer; c_g [-] iznosi 6.89; K_p [s/m] iznosi $2.38 \cdot 10^{-2}$; \bar{S}_p [m/s].

Ukupni srednji tlak sklopa klipa iznosi:

$$p_{t \text{ sk.}} = p_{t \text{ prst.tlak.plin.}} + p_{t \text{ prst.}} + p_{t \text{ pl.}} \quad [\text{kPa}] \quad (4.27.)$$

4.2.3. Koljenasto vratilo

Gubitci u sklopu koljenastog vratila nastaju uslijed trenja u kliznim ležajevima i brtvama.

Prema Bishopu [5] srednji tlak trenja u koljenastom vratilu se računa prema izrazu:

$$p_{t \text{ kv}} = 41.4 \cdot \left(\frac{B}{L} \right) \cdot \left(\frac{N}{1000} \right) \cdot K_{kv}, [\text{kPa}] \quad (4.28.)$$

gdje je: N [min^{-1}]; a koeficijent K_{kv} se računa prema:

$$K_{kv} = \frac{D_{gl}^2 \cdot L_{gl} + D_{ll}^2 \cdot L_{ll}/m + D_{l,bo}^2 \cdot L_{l,bo}}{B^3}, [\text{kPa}] \quad (4.29.)$$

gdje je : D_{gl} [mm] promjer glavnog ležaja; L_{gl} [mm] ukupna širina svih glavnih ležaja podijeljena sa brojem cilindara; D_{ll} [mm] promjer letećeg ležaja; L_{ll} [mm] širina letećeg ležaja; m [-] broj klipa po letećem ležaju; $D_{l,bo}$ [mm] promjer ležaja balansirajuće osovine; $L_{l,bo}$ [mm] ukupna širina svih ležaja balansirajuće osovine podijeljena sa brojem cilindara. Koeficijent K [-] obično iznosi 0.14 za Otto motor, a 0.29 za Diesel motor.

Prema Pattonu [6] srednji tlak trenja za ležajeve u koljenastom vratilu se računa prema izrazu:

$$p_{t \text{ lež.}} = c_l \cdot \frac{n_l \cdot N \cdot D_l^3 \cdot L_l}{n_c \cdot B^2 \cdot L}, [\text{kPa}] \quad (4.30.)$$

gdje je: n_l [-] broj ležajeva (letećih ili glavnih); D_l [mm] promjer ležaja (letećeg ili glavnog); L_l [mm] širina ležaja (letećeg ili glavnog); n_c [-] broj cilindara; s [mm] duljina hoda klipa; B [mm] promjer klipa. Konstanta c_l iznosi $3.03 \cdot 10^{-4}$ [$\text{kPa} \cdot \text{min} \cdot \text{mm}^{-1}$]

Srednji tlak trenja brtvi se računa prema:

$$p_{t \text{ brtv.}} = c_b \cdot \frac{D_{gl}}{n_c \cdot B^2 \cdot L}, [\text{kPa}] \quad (4.31.)$$

gdje: konstanta c_b iznosi $1.22 \cdot 10^5$ [kPa-mm²]; L [mm]; B [mm]; D_{gl} [mm].

Ukupni srednji tlak trenja koljenastog vratila prema Pattonu [6]:

$$p_{t \text{ kv.}} = p_{t \text{ brtv.}} + p_{t \text{ glav.lež.}} + p_{t \text{ let.lež.}} [\text{kPa}] \quad (4.32.)$$

4.2.4. Razvodni mehanizam

Srednji tlak trenja u razvodnom mehanizmu se teško određuje zbog različitih izvedbi razvodnog mehanizma. Stoga je Bishop [5] razvio formula koja se temelji na opterećenju opruge, težini ventila i eksperimentalnim podacima dobivenih dinamometrom:

$$p_{t \text{ rm.}} = \frac{12000 \cdot \left[1 - 0.133 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right)\right] \cdot n_{u,v} \cdot D_{u,v}^{1.75}}{L \cdot B^2}, [\text{kPa}] \quad (4.33.)$$

gdje je: N [min⁻¹]; B [mm]; L [mm]; $D_{u,v}$ [mm]. Formula ne obuhvaća trenje u ležajevima bregastog vratila jer je ono obuhvaćeno u formuli za srednji tlak trenja koljenastog vratila.

Prema Pattonu [6] srednji tlak trenja razvodnog mehanizma računa se posebno za svaku komponentu i na kraju se dobiveni rezultati zbrajaju.

Srednji tlak trenja bregastog vratila se računa prema:

$$p_{t \text{ bv.}} = c_{bv} \cdot \frac{n_{l,bv} \cdot N}{n_c \cdot B^2 \cdot L}, [\text{kPa}] \quad (4.34.)$$

gdje je: $n_{l,bv}$ [-] broj ležajeva bregastog vratila; konstanta c_{bv} iznosi $2.44 \cdot 10^2$ [kPa-mm³-min]; N [min⁻¹]; L [mm]; B [mm]. Dobivenoj vrijednosti se dodaje 4.12 [kPa] zbog brtvljenja.

Jednu od sljedeće dvije jednadžbe koristimo s obzirom koriste li se podizači, klackalice ili poluklackalice s kotačićem ili bez njega.

Srednji tlak podizača sa ravnim dnom:

$$p_{t \text{ pod.rav.}} = c_{rp} \cdot \left(1 + \frac{1000}{N}\right) \cdot \frac{n_v}{n_c \cdot L}, [\text{kPa}] \quad (4.35.)$$

gdje je: c_{rp} [kPa-mm] konstanta ravnog podizača (Tablica 4.1.); n_v [-] ukupan broj ventila; L [mm].

Srednji tlak podizača s kotačićem:

$$p_{t \text{ pod.kot.}} = c_{pk} \cdot \frac{n_v \cdot N}{n_c \cdot L}, [\text{kPa}] \quad (4.36.)$$

gdje je: c_{pk} [kPa-mm-min] konstanta podizača s kotačićem (Tablica 4.1.); L [mm]; N [min^{-1}].

Srednji tlak oscilirajućeg hidrodinamičkog trenja stabla i vodilice ventila:

$$p_{t \text{ osc.hid.}} = c_{oh} \cdot \frac{n_v \cdot L_v^{3/2} \cdot N^{1/2}}{n_c \cdot L \cdot B}, [\text{kPa}] \quad (4.37.)$$

gdje: c_{oh} [kPa-mm-min] predstavlja konstantu oscilirajućeg hidrodinamičkog trenja (Tablica 4.1.); L_v [mm] maksimalni podizaj ventila; L [mm]; B [mm].

Srednji tlak oscilirajućeg mješovitog trenja stabla i vodilice ventila:

$$p_{t \text{ osc.mje.}} = c_{om} \cdot \left(1 + \frac{1000}{N}\right) \cdot \frac{n_v \cdot L_v}{n_c \cdot B}, [\text{kPa}] \quad (4.38.)$$

gdje: c_{om} [kPa] predstavlja konstantu oscilirajućeg mješovitog trenja (Tablica 4.1.); N [min^{-1}].

Tablica 4.1. Koeficijenti za računanje gubitaka trenja za različite izvedbe razvodnog mehanizma (Slika 2.8)[6]

Konfiguracija	Vrsta	Konstanta ravnog podizača c_{rp}	Konstanta podizača s kotačićem c_{pk}	Konstanta oscilirajućeg hidrodinamičkog trenja c_{oh}	Konstantu oscilirajućeg mješovitog trenja c_{om}
Jedna bregasta osovina (SOHC)	TIP I	200	0.0076	0.5	10.7
Dupla bregasta osovina (DOHC)	TIP I	133	0.0050	0.5	10.7
Jedna bregasta osovina (SOHC)	TIP II	600	0.0227	0.2	42.8
Jedna bregasta osovina (SOHC)	TIP III	400	0.0151	0.5	21.4
Bregasta osovina u bloku motora (CIB)	TIP V	400	0.0151	0.5	32.1

U svakom retku su koeficijenti za jednu vrstu razvodnog mehanizma.

Ukupni gubitci razvodnog mehanizma prema Pattonu [6]:

$$p_{t\,rm.} = n_{bv} \cdot p_{t\,bv.} + p_{t\,pod.} + p_{t\,osc.hid.} + p_{t\,osc.mje.}, [\text{kPa}] \quad (4.39.)$$

gdje je: n_{bv} [-] broj bregastih vratila; $p_{t\,pod.}$ [kPa] srednji tlak trenja podizača ovisno o izvedbi: sa kotačićem $p_{t\,pod.kot.}$ [kPa] ili bez njega $p_{t\,pod.rav.}$ [kPa].

4.2.5. Pomoćni uređaji

Srednji tlak trenja pomoćnih uređaja se računa se pomoću jedne formule za sve uređaje, a u alternatoru obuhvaća samo trenje ležaja bez proizvodnje električne energije.

Prema Pattonu [6]:

$$p_{t\,pom.uređ.} = a_1 + a_2 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right) + a_3 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right)^2, [\text{kPa}] \quad (4.40.)$$

gdje su: $a_1 = 6.23$ [kPa]; $a_2 = 5.22$ [kPa-min]; $a_3 = -0.179$ [kPa-min²]

Prema Bishopu [5]:

$$p_{t\,pom.uređ.} = 2.69 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right)^{3/2} [\text{kPa}] \quad (4.41.)$$

gdje je N [min⁻¹].

Gubitak u alternatoru koji se javlja zbog potrebe za električnom energijom se može prikazati na sljedeći način.

Snaga potrebna za pokretanje alternatora:

$$P_{alt.} = \frac{P_{el.energ.}}{\eta_{alt}}, [\text{kW}] \quad (4.42.)$$

gdje je:

$$P_{el.energ.} = U \cdot I [\text{kW}] \quad (4.43.)$$

gdje je: η_{alt} [-] faktor korisnosti alternatora; U [V] napon na alternatoru; I [A] jakost struje u strujom krugu.

Srednji tlak gubitaka u alternatoru se može izračunati iz snage potrebne za pokretanje alternatora na sljedeći način:

$$p_{alt.} = \frac{P_{alt.}}{n_c \cdot V_h \cdot \frac{2 \cdot N}{T}}, [\text{kPa}] \quad (4.44.)$$

gdje je: $P_{alt.}$ [kW]; n_c [-] broj cilindara; V_h [m³] radni volumen; T [-] broj taktova; N [s⁻¹].

5. Mjere za smanjenje gubitaka

Motori s unutarnjim izgaranjem gotovo su dostigli vrhunac s gledišta optimiranja procesa izgaranja. To znači da je s gledišta optimiranja procesa izgaranja sve manje mjesta za napredak sa kojim bi se povećala efikasnost motora. Jedan od preostalih načina da se motorima s unutarnjim izgaranjem poveća efikasnosti je smanjenje mehaničkih gubitaka i to primjenom novih konstrukcijskih rješenja, maziva s boljim svojstvima i materijala s poboljšanim mehaničkim svojstvima.

Jedna od konstrukcijskih mjera za smanjenje mehaničkih gubitaka je korištenje uljne pumpe i pumpe za vodu varijabilnih protoka. S povećanjem brzine vrtnje motora raste protok i tlak kojeg ostvaruje pumpa. Kod obične pumpe tlak i protok kod određene brzine vrtnje postaje veći nego to zahtjeva motor, te se time stvara nepotrebnii gubitak energije. Zato se počinju koristiti krilne pumpe koje mogu mijenjati protok promjenom ekscentriciteta pumpe.

Sljedeća konstrukcijska mjera su promjene u razvodnom mehanizmu. Trenje se znatno može smanjiti korištenjem kotačića sa igličnim ležajem po kojem se kreće brijeg bregastog vratila. Time se trenje klizanja zamjenjuje trenjem valjana koje je znatno manje.

Drugo moguće rješenje je upravljanje ventilima, od isključivanja pojedinih ventila iz sustava do promjene hoda ventila i preklapanja ventila. Time se osim smanjenja gubitaka trenja smanjuje i rad izmjene radnog medija te se može regulirati momentna krivulja motora.

Zatim je još moguća upotreba pneumatskih umjesto čeličnih spiralnih opruga. Kod njih je moguća regulacija sile opruge. Opruga mora osigurati da se ventil ne odvoji od brijega. Kod manjih brzina vrtnje potrebna je manja sila u opruzi da se ventil ne odvoji od brijega, a smanjenjem sile u opruzi manja je i sila trenja koja nastaje između brijega i podizača. Korištenjem pneumatskih opruga omogućuje se i ostvarenje velikih brzina vrtnje. Za sada se pneumatske opruge koriste samo u auto-moto sportu.

Najveći potencijal za smanjenje gubitaka u razvodnom mehanizmu ima korištenje elektromagnetskih, odnosno mehatroničkih aktuatora. Oni omogućuju veliki broj strategija koje uključuju isključivanje ventila kao i isključivanje pojedinih cilindara. Predviđa se da će se iskorištavanjem mogućnosti elektromagnetskog razvodnog mehanizma smanjiti specifična potrošnja goriva i do 20 posto u odnosu na današnje Otto motore.

Osim konstrukcijskim rješenjima smanjenje gubitaka je moguće korištenjem boljih maziva koje smanjuju koeficijent trenja površina u dodiru. Razvijaju se nova sintetska maziva i aditivi koji smanjuju koeficijent trenja, omogućuju bolju adheziju i koheziju maziva te time osiguravaju dovoljnu debljinu mazivog filma za ostvarivanje hidrodinamičkog trenja pri velikim opterećenjima

6. Analiza rezultata

Na temelju jednadžbi iz poglavlja 4. *Proračun gubitaka u motoru* napravljen je programski kod koji računa mehaničke gubitke ovisno o ulaznim parametrima. U programu su korištene Pattonove [6] formule pomoću kojih se mogu približno izračunati pojedini gubitci.

Ulazni podaci na temelju kojih je izvršen proračun mehaničkih gubitaka navedeni su u tablici 6.1.

Tablica 6.1. Ulazni podaci za računanje gubitaka

Parametri	Vrijednosti	Jedinica mjere
Brzina vrtnje motora:	600-6000	[min^{-1}]
Broj cilindara:	4	[-]
Duljina hoda klipa:	86	[mm]
Promjer klipa:	86	[mm]
Tlak u usisu:	101	[kPa]
Atmosferski tlak:	101	[kPa]
Broj usisnih ventila po cilindru:	2	[-]
Broj ispušnih ventila po cilindru:	2	[-]
Duljina hoda ventila:	11	[mm]
Broj ležajeva koljenastog vratila:	5	[-]
Broj ležajeva bregastog vratila:	5	[-]
Broj letećih ležajeva:	4	[-]
Širina glavnog ležaja:	21	[mm]
Promjer glavnog ležaja:	56	[mm]
Širina letećeg ležaja:	42	[mm]
Promjer letećeg ležaja:	48	[mm]
Kompresijski omjer:	9	[-]
Broj taktova:	4	[-]
Tip razvodnog mehanizma(1-5):	1	[-]

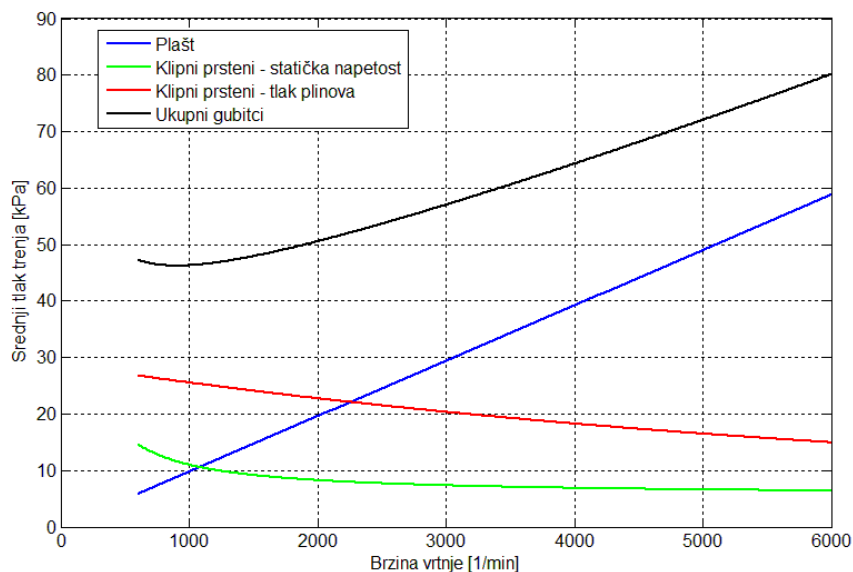
Vrste razvodnog mehanizma koji se mogu koristiti u proračunu prikazani su u tablici 4.1.

Prvo je prikazan utjecaj brzine vrtnje motora na promjenu srednjeg tlaka trenja pojedinih komponenti motora.

Sljedeće je prikazan utjecaj promjene promjera ležaja na srednji tlak trenja koljenastog vratila pri brzini vrtnje od 3000 min^{-1} .

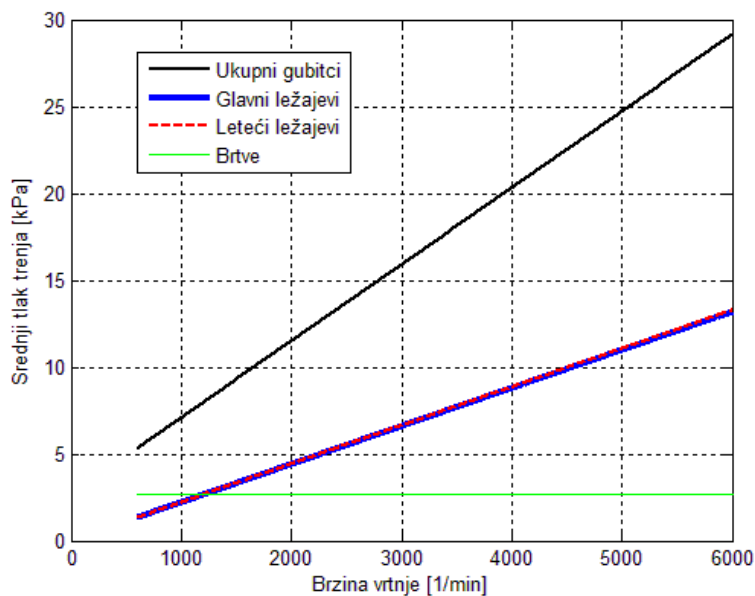
Na kraju je prikazan utjecaj različitih izvedbi razvodnog mehanizma (slika 2.8.) na promjena srednjeg tlaka trenja razvodnog mehanizma u odnosu na brzinu vrtnje.

Utjecaj brzine vrtnje na srednji tlak trenja



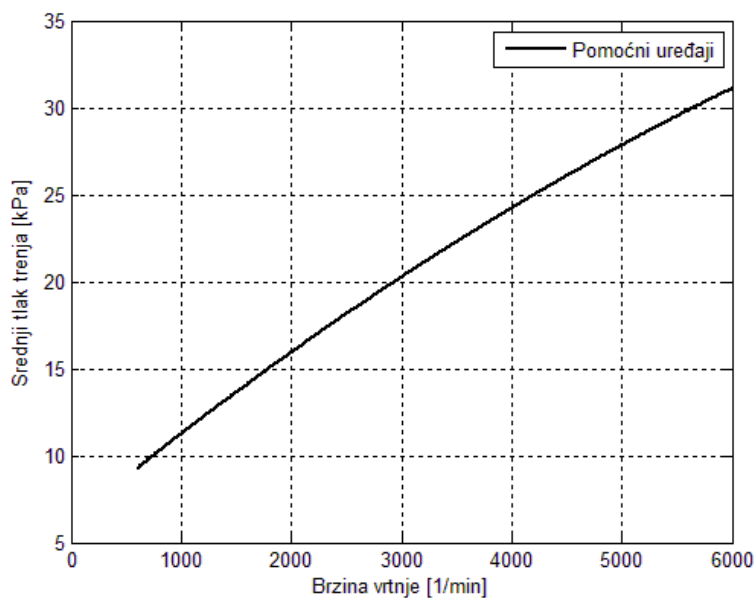
Slika 6.1. Srednji tlak trenja komponenata sklopa klipa u odnosu na brzinu vrtnje.

Na slici 6.1 je vidljivo da gubitci klipnih prstena opadaju sa povećanjem brzine vrtnje, a gubitak uslijed trenja plašta raste. Sveukupno gubitci se povećavaju sa povećanjem brzine vrtnje.



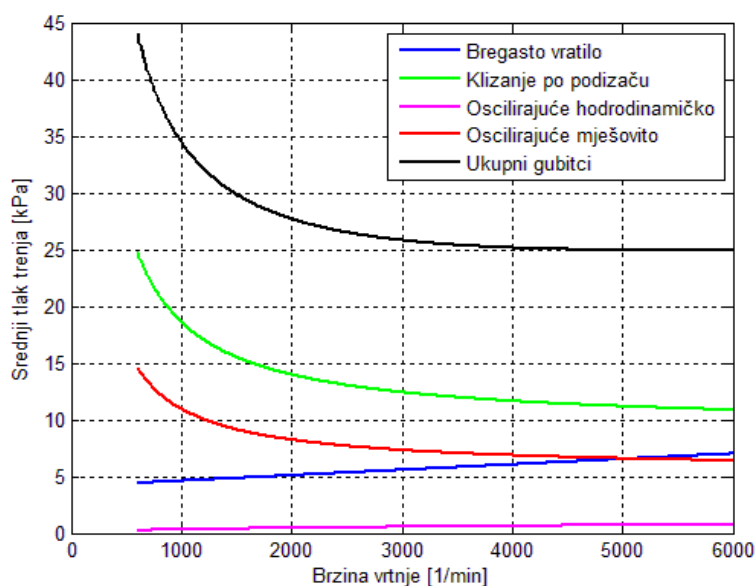
Slika 6.2. Srednji tlak trenja dijelova koljenastog vratila u odnosu na brzinu vrtnje.

Iz slike 6.2. je vidljivo da gubitci u koljenastom vratilu rastu sa povećanjem brzine vrtnje jer se gubitci u ležajevima povećavaju, dok je gubitak u brtvama konstantan. Gubitci u ležajevima rastu jer povećanjem brzine vrtnje raste gradijent srednje brzine ulja u ležajevima, pa s time i hidrodinamičko trenje (Slika 2.4.).



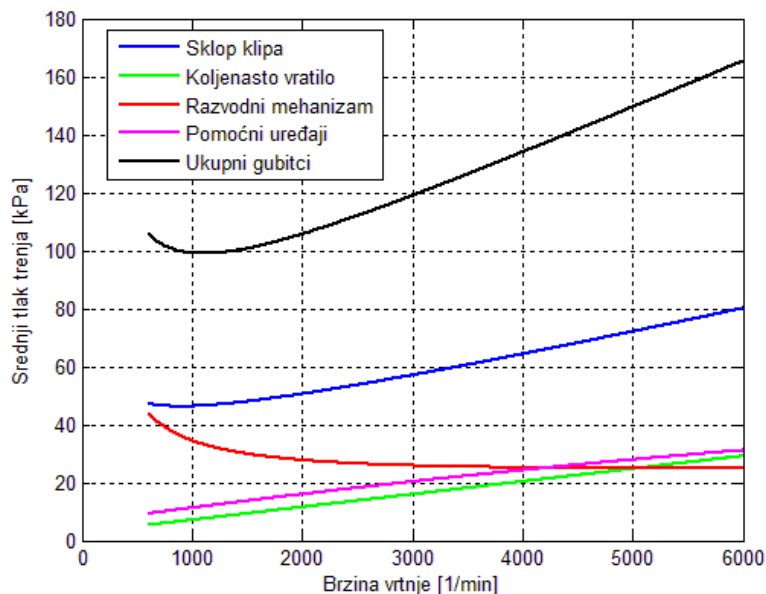
Slika 6.3. Srednji tlak trenja pomoćnih uređaja u odnosu na brzinu vrtnje.

Slika 6.3. prikazuje da se gubitci pomoćnih uređaja povećavaju sa povećanjem brzine vrtnje ali ne rastu linearno što znači da bi kod većih brzina vrtnje rast bio sve manji.



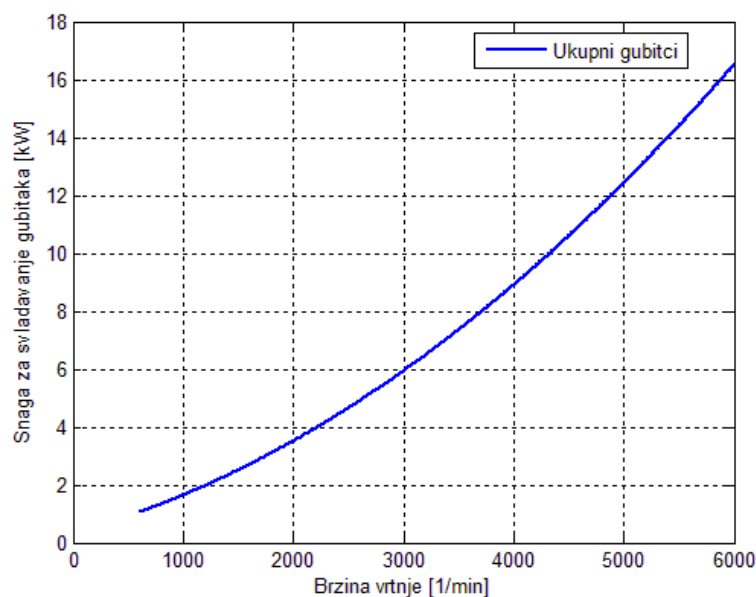
Slika 6.4. Srednji tlak trenja u odnosu na brzinu vrtnje dijelova razvodnog mehanizma za TIP I s jednim bregastim vratilom.

Na slici 6.4. je vidljivo da ukupni gubitci u razvodnom mehanizmu opadaju sa povećanjem brzine vrtnje. Razlog tome je slabije podmazivanje kod nižih brzina vrtnje.



Slika 6.5. Udio pojedinih komponenti u ukupnim gubitcima.

Slika 6.5. prikazuje da ukupni mehanički gubitci u motoru s unutarnjim izgaranjem rastu sa povećanjem brzine vrtnje motora. Najveći udio gubitaka se javlja u sklopu klipa i ima najveću tendenciju rasta.

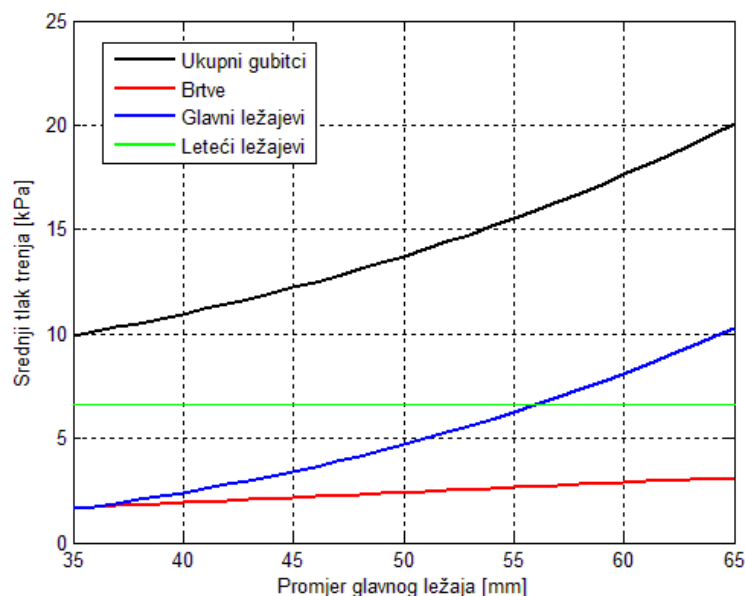


Slika 6.6. Snaga potrebna za svladavanje mehaničkih gubitaka.

Na slici 6.6 vidljivo je da s porastom brzine vrtnje motora raste snaga potrebna za svladavanje mehaničkih gubitaka. Ona za zadanu konfiguraciju kod brzine vrtnje od 5000 min^{-1} iznosi čak 12.5 kW.

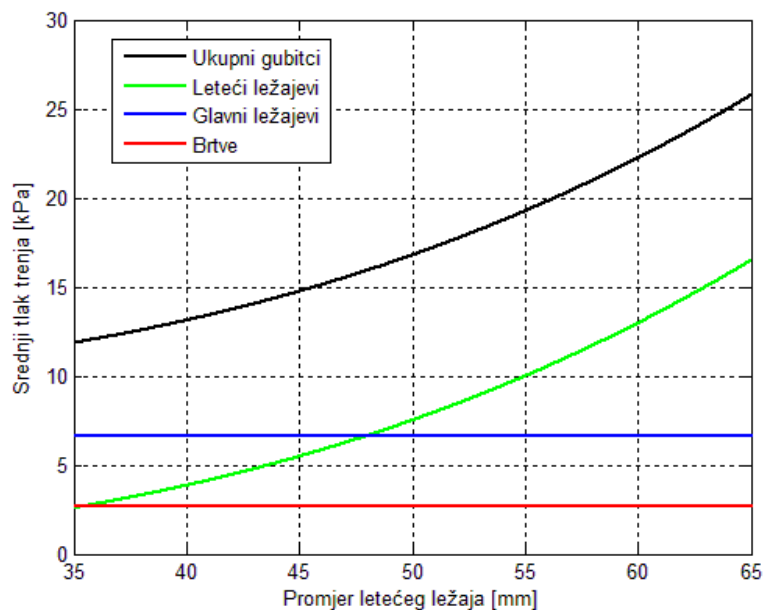
Utjecaj promjera ležaja na srednji tlak trenja

Sljedeće je za usporedbu uzeta ovisnost srednjeg tlaka trenja o promjeru glavnog ili letećeg ležaja. Brzina vrtnje je 3000 min^{-1} , dok su širina ležaja i ostali ulazni podaci jednaki kao i kod prve analize (Tablica 6.1).



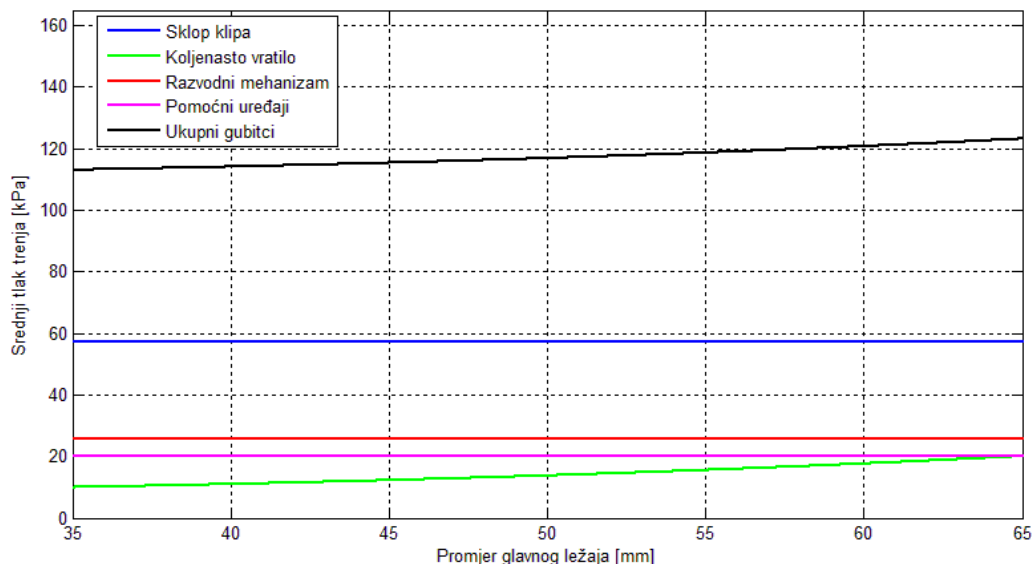
Slika 6.7. Srednji tlak trenja u koljenastom vratilu ovisno o promjeru glavnog ležaja.

Slika 6.7. prikazuje da povećanjem promjera glavnog ležajeva raste srednji tlak trenja. Trenje u ležajevima raste zbog povećanja dodirne površine ležaja i vratila. Srednji tlak trenja brtvi također raste jer povećanje promjera ležaja zahtjeva i povećanje promjera koljenastog vratila, pa stoga raste i promjer brtvi. Promjer letećeg ležaja je konstantan, pa je stoga srednji tlak trenja letećeg ležaja nepromijenjen.



Slika 6.8. Srednji tlak trenja u koljenastom vratilu ovisno o promjeru letećeg ležaja.

Iz slike 6.8. je vidljivo da povećanjem promjera letećeg ležaja raste srednji tlak trenja. Srednji tlak trenja glavnog ležaja i brtvi je konstantan jer su njihovi promjerni nepromijenjeni.

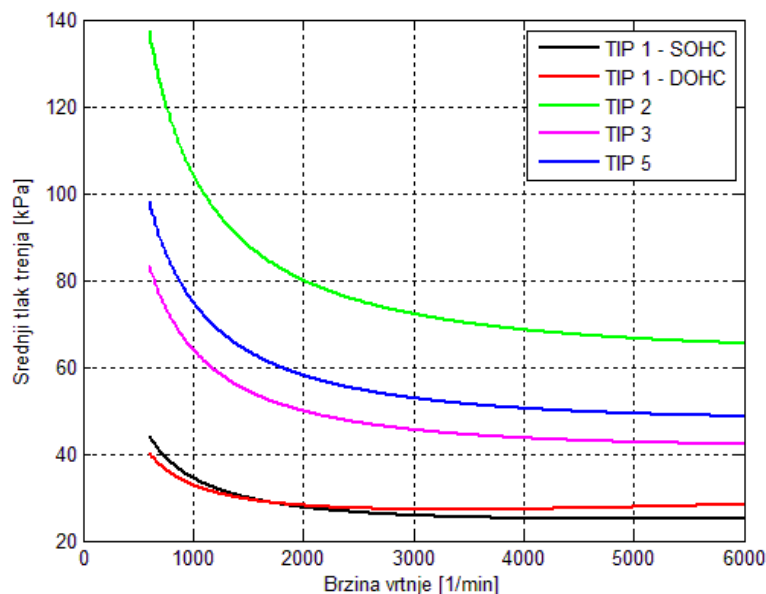


Slika 6.9. Utjecaj promjera glavnog ležaja na ukupne mehaničke gubitke.

Na slici 6.9. je vidljiv utjecaj promjera glavnog ležaja na ukupne mehaničke gubitke u motoru. Promjer ležaja utječe samo na gubitke u koljenastom vratilu. Povećanjem promjera ležaja ukupni gubitci rastu. Taj rast nije zanemariv, pa stoga valja dobro proračunati potrebne veličine ležaja. Utjecaj promjera letećeg ležaja bi bio otprilike jednak kao i utjecaj promjera glavnog ležaja.

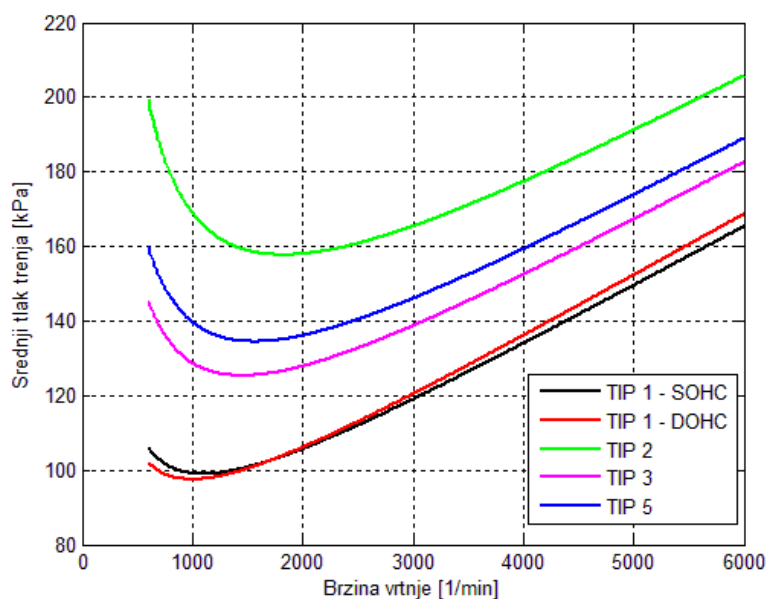
Utjecaj vrste razvodnog mehanizma na srednji tlak trenja

Za posljednju usporedbu je uzeta promjena srednjeg tlaka trenja u ovisnosti o vrsti razvodnog mehanizma i brzini vrtnje motora. Sve vrste razvodnih mehanizama su izvedene bez kotačića (Slika 2.6.). Ulazni podaci su navedeni u tablici 6.1.



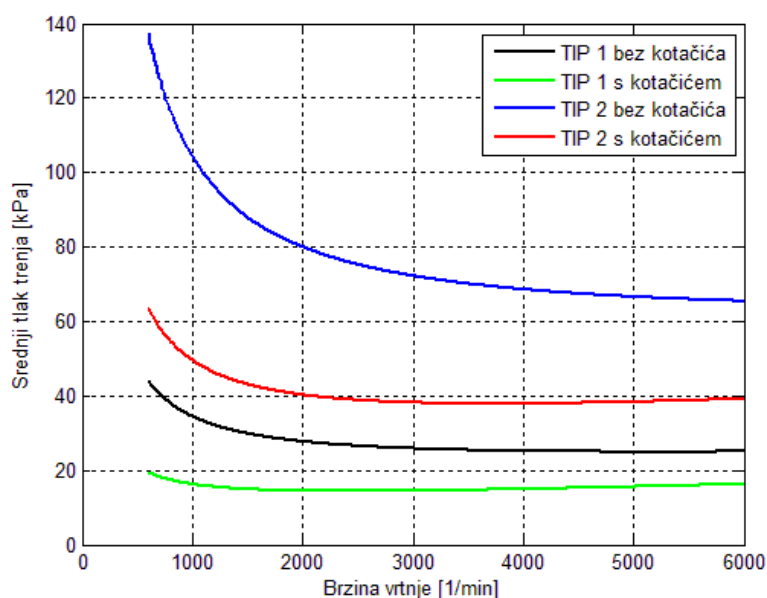
Slika 6.10. Srednji tlak trenja ovisno o vrsti razvodnog mehanizma i brzini vrtnje.

Iz slike 6.10. je vidljivo da kod svih vrsta razvodnog mehanizma opadaju gubitci sa povećanjem brzine vrtnje. Najmanji gubitci se javljaju kod razvodnog mehanizma TIP I koji ima jedno bregasto vratilo direktno iznad ventila i čašasti podizač. TIP II ima najveće gubitke od svih vrsta mehanizma, ali zbog toga jer je korištena izvedba bez kotačića. Da je korištena izvedba sa kotačićem gubitci bi bili znatno manji.



Slika 6.11. Ukupni srednji tlak trenja ovisno o vrsti razvodnog mehanizma i brzini vrtnje.

Slika 6.11. prikazuje utjecaj vrste razvodnog mehanizma na ukupne mehaničke gubitke u motoru. Vidljivo je da se gubici mogu znatno smanjiti korištenjem dobre konstrukcije razvodnog mehanizma. Osobito se mogu smanjiti pri nižim brzinama vrtnje što je vrlo važno jer je to najčešće područje rada motora kod automobila.



Slika 6.12. Utjecaj korištenja kotačića u razvodnom mehanizmu i brzine vrtnje na srednji tlak trenja.

Na slici 6.12. je vidljivo da se korištenjem kotačića kod razvodnog mehanizma uvelike smanjuje srednji tlak trenja. Smanjenje gubitaka je veće kod razvodnog mehanizma TIP II (Slika 2.6.). Korištenje kotačića u razvodnom mehanizmu se pokazuje kao dobar način za smanjenje mehaničkih gubitaka.

7. Zaključak

U današnje vrijeme zbog ekonomskih i ekoloških razloga puno pažnje posvećeno je povećanju efikasnosti i smanjenju potrošnje goriva motora s unutarnjim izgaranjem. U tome danas veliku ulogu igraju mehanički gubitci. S obzirom da je motor s ostalih aspekta doveden gotovo do savršenstva, povećanje učinkovitosti motora moguće je smanjenjem mehaničkih gubitaka koji nastaju u motoru i pomoćnim uređajima. Zato se kod konstrukcije motora puno pažnje posvećuje komponentama motora koje predstavljaju glavni uzrok mehaničkih gubitaka, te se one nastoje usavršiti ili primijeniti nova konstrukcijska rješenja kako bi doveli gubitke na minimum. Precizno mjerenje gubitaka je teško, ali se zna gdje oni nastaju i kolike su otprilike njihove vrijednosti, pa se prema tome može pristupiti konstrukcijskim rješenjima za njihovo smanjivanje.

Iz prvog dijela rada je vidljivo da gubitci u najvećem dijelu nastupaju u pokretnim dijelovima motora, a zatim u pomoćnim uređajima. Kao najveći izvor gubitaka pokazao se sklop klipa u kojem gubitci nastaju zbog klizanja plašta i klipnih prstena po stjenci cilindra. Gubitci razvodnog mehanizma su također veliki i uvelike ovise o izvedbi mehanizma, tako da se primjenom dobre izvedbe gubitci mogu znatno smanjiti. Gubitci u pomoćnim uređajima nemaju toliki utjecaj kao gubitci koji nastaju u motoru, ali se pokazalo da je njih najlakše smanjiti i to primjenom pumpi varijabilnih protoka. Od metoda mjerenja gubitaka najbolja se pokazala *Metoda mjerenja srednjeg tlaka trenja iz srednjeg indiciranog tlaka*. To je zbog toga jer su uvjeti kod te metode najbliži stvarnim uvjetima koji se javljaju u motoru u kojem dolazi do izgaranja. Ostale metode mjerenja odstupaju od prve metode zbog toga jer se kod tih metoda mjerenje vrši pokretanjem motora i u njemu ne nastupa izgaranje, pa stoga nisu prisutni uvjeti kao kod motora u radu. Kod tih metoda dobiva se samo snaga potrebna za pokretanje motora.

U drugom dijelu rada na temelju empirijskih formula koje su razvili Patton [6] i Bishop [5] napisan je programski kod pomoću kojega se računaju mehanički gubitci. Formule ne prikazuju egzaktnu već okvirnu rezultate. Promjena rezultata dobivenih proračunom s promjenom brzine vrtnje motora nije jednaka kao kod motora u radu ali nam daje približne rezultate. U radu je analiziran utjecaj brzine vrtnje na promjenu gubitaka, te ona prikazuje da njenim povećanjem gubitci rastu. Zatim je analiziran utjecaj promjera ležaja vratila na ukupne gubite. Gubitci također rastu sa povećanjem dimenzija ležaja. Na kraju je prikazan utjecaj izvedbe razvodnog mehanizma na ukupne gubitke, te se kao najbolji pokazao TIP I jer ima najmanje pokretnih dijelova.

Radom je prikazano da mehanički gubitci imaju veliku ulogu u efikasnosti motora sa unutarnjim izgaranjem, te da ima puno prostora za napredak u njihovom smanjivanju. Smanjenje gubitaka će rezultirati povećanjem efikasnosti motora te time i smanjenjem potrošnje goriva čemu se danas sve više teži.

Popis literature

- [1] Heywood J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, 1988, ISBN 0-07-028637-X
- [2] Wang Y., *Introduction to Engine Valvetrains*, SAE International, 2007, ISBN 0-7680-1079-9
- [3] Ferguson C.R., *Internal Combustion Engines Applied Thermosciences*, John Wiley & Sons, 2001, ISBN 0-471-35617-4
- [4] <http://hr.wikipedia.org/wiki/Datoteka:Friction.svg>
- [5] Bishop I.N., *Effect of Design Variables on Friction and Economy*, SAE Transactions, 1965, SAE paper 640807
- [6] Patton K.J., Nitschke R.G., Heywood J.B., *Development and Evaluation of a Friction Model for Spark Ignition Engines*, SAE International, 1989, SAE paper 890836
- [7] Mahalec I., Kozarac D., Lulić Z., *Konstrukcije motora*, FSB Zagreb, 2010
- [8] Mahalec I., Lulić Z., Kozarac D., *Motori s unutaršnjim izgaranjem*, FSB Zagreb, 2010

Prilog

Programski kod

```

%ULAZNI PODACI%
N=[600:10:6000]; %brzina vrtnje motora%
nc=4; %broj cilindara%
L=86; %duljina hoda klipa [mm]%
B=86; %promjer klipa [mm]%
pu=101; %tlak u usisu [kPa]%
pa=101; %atmosferski tlak [kPa]%
nvu=2; %broj usisnih ventila po cilindru%
nvi=2; %broj ispušnih ventila po cilindru%
Lv=11; %duljina hoda ventila [mm]%
nlkv=5; %broj ležajeva koljenastog vratila%
nlbv=5; %broj ležajeva bregastog vratila%
nll=4; %broj letećih ležajeva%
Lgl=21; %širina glavnog ležaja [mm]%
Dgl=56; %promjer glavnog ležaja [mm]%
Lll=42; %širina letećeg ležaja [mm]%
Dll=48; %promjer letećeg ležaja [mm]%
r=9; %kompresijski omjer%

TIP=1; %vrsta razvodnog mehanizma (tablica 5.1) [1=TIP1 sohc, 11=TIP1
dohc]%
POD=0; %vrsta podizača [0-bez kotačića, 1-sa kotačićem]%

%SKLOP KLIPA%

%plajt%
Sp=2*L/1000*N/60;
cps=294;
pt_pl=cps*Sp/B

%prsteni%
cpr=4.06*10^4;
pt_prst=cpr*(1+1000./N)/B^2

%prsten uslijed tlaka plinova%
cg=6.89;
Kp=2.38*10^-2;
pt_prst_tlak_plin=cg*pu/pa*(0.088*r+0.182*r.^(1.33-Kp*Sp))

%ukupni gubitci sklopa klipa%
pt_sk=pt_pl+pt_prst+pt_prst_tlak_plin

figure(1)
plot(N,pt_pl,N,pt_prst,'g',N,pt_prst_tlak_plin,'r',N,pt_sk,'k');
grid on;
xlabel('Brzina vrtnje [1/min]')
ylabel('Srednji tlak trenja [kPa]')
legend('Plajt','Prsteni','Prsten uslijed tlaka plinova','Ukupni
gubitci')
title('Gubitci u sklopu klipa')

```

```
%KOLJENASTO VRATILO%
```

```
%ležajevi%
```

```
cl=3.03*10^-4;
pt_gl_lez=cl*nlkv*N*Dgl^3*Lgl/(nc*B^2*L)
pt_let_lez=cl*nll*N*Dll^3*Lll/(nc*B^2*L)
```

```
%brtve%
```

```
cb=1.22*10^5;
pt_brtv=cb*Dgl/(nc*B^2*L)
```

```
%ukupni gubitci koljenastog vratila%
```

```
pt_kv=pt_gl_lez+pt_let_lez+pt_brtv
```

```
figure(2)
plot(N,pt_kv,'k',N,pt_gl_lez,N,pt_let_lez,'r',N,pt_brtv,'g');
grid on;
xlabel('Brzina vrtnje [1/min]')
ylabel('Srednji tlak trenja [kPa]')
legend('Ukupni gubitci','Glavni ležajevi','Leteći ležajevi','Brtve')
title('Gubitci u koljenastom vratilu')
```

```
%RAZVODNI MEHANIZAM%
```

```
%bregasto vratilo%
```

```
cbv=2.44*10^2;
if TIP==11
    nbv=2;
else
    nbv=1;
end
pt_bv=(cbv*nlbv*N/(nc*B^2*L)+4.12)*nbv
```

```
%ravni podizač%
```

```
if TIP==1
    crp=200;
elseif TIP==11
    crp=133;
elseif TIP==2
    crp=600;
elseif TIP==3
    crp=400;
elseif TIP==5
    crp=400;
else
    crp=0;
end

if POD==0
    pt_rav_pod=crp*(1+1000./N)*(nvu+nvi)/L
else
    pt_rav_pod=0
end
```

```
%podizač s kotačićem%
if TIP==1
    cpk=0.0076;
elseif TIP==11
    cpk=0.005;
elseif TIP==2
    cpk=0.0227;
elseif TIP==3
    cpk=0.0151;
elseif TIP==5
    cpk=0.0151;
else
    cpk=0;
end

if POD==1
    pt_pod_kot=cpk*N*(nvu+nvi)/L
else
    pt_pod_kot=0
end

%oscilirajuće hidrodinamičko trenje%
if TIP==1
    coh=0.5;
elseif TIP==11
    coh=0.5;
elseif TIP==2
    coh=0.2;
elseif TIP==3
    coh=0.5;
elseif TIP==5
    coh=0.5;
else
    coh=0;
end

pt_osc_hid=coh*(nvu+nvi)*Lv^(3/2)*N.^(1/2)/(L*B)

%oscilirajuće mješano trenje%
if TIP==1
    com=10.7;
elseif TIP==11
    com=10.7;
elseif TIP==2
    com=42.8;
elseif TIP==3
    com=21.4;
elseif TIP==5
    com=32.1;
else
    com=0;
end

pt_osc_mje=com*(1+1000./N)*(nvu+nvi)*Lv/(B)
```

```

%ukupni gubitci razvodnog mehanizma%
pt_rm=pt_bv+pt_rav_pod+pt_pod_kot+pt_osc_hid+pt_osc_mje

figure(3)
if POD==0
plot(N,pt_bv,N,pt_rav_pod,'g',N,pt_osc_hid,'m',N,pt_osc_mje,'r',N,pt_rm,'k');
else
plot(N,pt_bv,N,pt_pod_kot,'g',N,pt_osc_hid,'m',N,pt_osc_mje,'r',N,pt_rm,'k');
end
grid on;
xlabel('Brzina vrtnje [1/min]')
ylabel('Srednji tlak trenja [kPa]')
legend('Bregasto vratilo','Podizači','Oscilirajuće hodrodinamičko','Oscilirajuće mješovito','Ukupni gubitci')
title('Gubitci u razvodnom mehanizmu')

%POMOĆNI UREĐAJI%
a1=6.23;
a2=5.22;
a3=-0.179;
pt_pom_ured=a1+a2*(N/1000)+a3*(N/1000).^2

figure(4)
plot(N,pt_pom_ured,'k');
grid on;
xlabel('Brzina vrtnje [1/min]')
ylabel('Srednji tlak trenja [kPa]')
legend('Pomoćni uređaji')
title('Gubitci pomoćnih uređaja')

%UKUPNI GUBITCI%
pt_uk=pt_sk+pt_kv+pt_rm+pt_pom_ured

figure(5)
plot(N,pt_sk,N,pt_kv,'g',N,pt_rm,'r',N,pt_pom_ured,'m',N,pt_uk,'k');
grid on;
xlabel('Brzina vrtnje [1/min]')
ylabel('Srednji tlak trenja [kPa]')
legend('Sklop klipa','Koljenasto vratilo','Razvodni mehanizam','Pomoćni uređaji','Ukupni gubitci')
title('Ukupni gubitci')

%GUBITCI IZRAŽENI U kW%
Vk=L/1000*(B/1000)^2*pi/4
Ptr=Vk*nc*2*(N/60)/T.*pt_uk

figure(6)
plot(N,Ptr);
grid on;
xlabel('Brzina vrtnje [1/min]')
ylabel('Snaga za svladavanje gubitaka [kW]')
legend('Ukupni gubitci')
title('Snaga za svladavanje gubitaka')

```