

Univerzitet u Beogradu

Mašinski fakultet

Željko M. Bulatović

**Identifikacija parametara ekvivalentnog
dinamičko-torzionog sistema
kolenastog vratila dizel motora na
osnovu promenljivog toka ugaone
brzine**

Doktorska disertacija

Beograd, 2015

University of Belgrade
Faculty of Mechanical Engineering

Željko M. Bulatović

**Identification of parameters of diesel
engine crankshaft equivalent dynamic-
torsion system based on crankshaft
variable angular velocity**

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2015

Komisija za pregled i odbranu:

Mentor:

**Prof. dr Miroljub Tomić, mentor
Mašinski fakultet u Beogradu**

Članovi komisije:

**Prof. dr Aleksandar Obradović
Mašinski fakultet u Beogradu**

**Prof. dr Aleksandar Milašinović,
Mašinski fakultet, Univerzitet u Banja Luci,
Republika Srpska**

**dr Nenad Miljić, docent
Mašinski fakultet u Beogradu**

**dr Slobodan Popović, docent
Mašinski fakultet u Beogradu**

Datum odbrane:

Tijani

Predgovor

Oscilatorni sistemi sa motorima SUS kao sastavnim delovima su u dinamičkom smislu izuzetno složeni. Istraživanja u oblasti torzionih oscilacija, za takve sisteme, zasnivaju se na prethodnom projektovanju ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema. Može se reći da identifikacija parametara ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema predstavlja prvi i najbitiniji korak u istraživanjima torzionih oscilacija kolenastog vratila motora. Trenutna ugaona brzina kolenastog vratila sadrži informacije o pomenutim parametrima, ali sadrži i informacije o radnim procesima u svakom od cilindara, o mehaničkim gubicima, kako tribološkim tako i gubicima vezanim za neposredan pogon pomoćnih uređaja motora, kao i informacije o dinamičkom ponašanju samog kolenastog vratila. Individualno traganje za nekom od nabrojanih informacija, podrazumeva da se moraju detaljno analizirati i sve ostale, hteli mi to ili ne.

Činjenica je da u dostupnoj literaturi postoji veći broj različitih metoda, pristupa i iskustava gde se analizira mogućnost uspostavljanja korelacije između toka ugaone brzine i radnih procesa u cilindrima motora. Međutim, nema puno radova gde se tok ugaone brzine koristi za procenu nivoa torzionih oscilacija u oscilatornom sistemu, odnosno kolenastom vratilu motora. Ovo je razumljivo, pošto se sa dinamičkog aspekta, kod većine motora, kolenasto vratilo bliže ponaša kao kruto telo nego elastično. U ugaonoj brzini kolenastog vratila takvih motora, dominiraju informacije o radnim procesima u cilindrima, dok su informacije o torzionim oscilacijama slabo izražene pa vrlo često i zanemarivane, ili im se nije pridavala prevelika pažnja. Činjenica da sam na raspolaganju imao po mnogim rešenjima specifičan motor sa kolenastim vratilom koje se ponaša kao izrazito elastičan element, bila je od presudnog značaja da se okrenem ka istraživanjima u oblasti torzionih oscilacija. Pri tome nisam ni naslućivao do kakvih neočekivanih informacija ću doći o (ne) ujednačenostima radnih procesa u cilindrima motora.

Identifikacija parametara matematičkog modela dinamičkog ponašanja oscilatornog sistema u ovom radu je izvršena metodom optimizacije i minimizacije "funkcije cilja", odnosno zbira kvadrata razlika između modeliranih i merenih ugaonih brzina. Mentor ovog rada je prof. dr Miroljub Tomić, što je za mene kao kandidata bilo od velikog značaja. Komentari i brojne sugestije prof. dr Miroljuba Tomića samo su mogli pomoći da konačna verzija ove disertacije bude bolja i sadržajnije. Moraju se istaći njegova ranija istraživanja i bogato iskustvo u primeni optimizacionih metoda u postupku identifikacije parametara matematičkih modela procesa u motoru na osnovu poznatih–izmerenih podataka. Njegov rad je nesumnjivo predstavljao pionirski poduhvat u toj oblasti, a kasnije i ideja vodilja mnogim istraživačima koji su se susretali sa sličnim problemima. Od istraživača sa naših prostora, koji su se značajno oslanjali na „staze koje je utabao“ prof. dr Miroljub Tomić, posebno bih pomenuo dr Miloljuba Štavljanina, prof. dr Aleksandra Milašinovića, docenta dr Nenada Miljića i docenta dr Slobodana Popovića. Za posebno isticanje ovih istraživača postoje dva razloga. Prvi je da javno pohvalim njihove doktorske teze kao izuzetna naučna dostignuća kojim posebnu težinu daje činjenica da su ostvarena u situaciji gde su raspoloživa materijalna sredstva za naučno-istraživački rad više nego skromna. Drugi razlog je što su mnoga praktična iskustva pomenutih autora bila od velike pomoći pri izradi ovog rada, a nesumnjivo je da će biti od koristi i generacijama koje dolaze. Naročito se zahvaljujem prof. dr Aleksandru Milašiniću koji se nesebično i sa zadovoljstvom uključio u

stručne rasprave oko tumačenja dobijenih rezultata, prenoseći mi svoja lična iskustva o tome gde se najčešće greši pri matematičkom modeliranju ovakvih pojava i na šta bi se morala obratiti posebna pažnja. Sveobuhvatan teoretski i praktičan pristup problemima vezanim za torzione oscilacije kod motora sam pronašao u radovima prof. dr Ivana Filipovića, sa Mašinskog fakulteta u Sarajevu.

Koristim priliku da se zahvalim i kolegama iz VTI: Dragoslavu Radiću, Ljubiši Bojeru, Goranu Jerkinu, Radomiru Damjanovu i Milošu Radovanoviću, na pomoći oko vršenja eksperimenta na koji se oslanja ovaj rad. Mom prijatelju Dragom Lakićeviću se zahvaljujem na svesrdnom, iskrenom bodrenju u trenucima krize i većoj veri u mene nego što sam je i sam imao.

Rezultati prikazani u ovom radu prate razvojna istraživanja na motoru velike snage sa nekim sasvim novim rešenjima u odnosu na sve prethodne varijante familije motora kojoj pripada. Sa te strane bih se osećao posebno zadovoljnim, ako bi se rezultati prikazani u ovom radu praktično iskorisli na razvojno-istraživačkim zadacima firme u kojoj radim, a koja je i finansirala moje školovanje.

Konačan sud o rezultatima istraživanja prikazanim u ovom radu prepuštam stručnoj javnosti. Lično mislim da je moglo i bolje i više toga da se kaže da sam na samom početku aktivnosti vezanih za izradu ove disertacije imao iskustva koja sada imam, posebno u vezi sa osmišljavanjem sveobuhvatnijeg eksperimentalnog dela rada. Neke kritičke stavove izložene u disertaciji prema radovima drugih istraživača, ne treba shvatiti kao uvredu ili omalovažavanje, već pre svega kao temu za buduće diskusije. Ali ono na šta sam posedno ponosan i gde nisam sebe žalio je uloženi napor, mentalni, intelektualni i fizički, diktiran jako kratkim rokom koji mi je bio na raspolaganju od trenutka kada je motor bio spreman za ispitivanje, do trenutka izrade početne verzije ove disertacije.

Uzajamno bodrenje i posebnu inspiraciju da ostvarim zacrtani cilj i ne pokleknem, našao sam u kćerki Tijani, sjajnoj studentkinji–„brucošu“ Ekonomskog fakulteta u Beogradu. Moj san je da jednog dana neko iz visokih stručnih krugova zapazi moju malenkost, ali pre svega preko srednjeg slova između njenog imena i prezimena.

Beograd, oktobar 2014.

Željko M. Bulatović

Sadržaj

1.	Uvod	1
1.1	Torzione oscilacije kolenastog vratila motora SUS	1
1.2	Promenljiv tok ugaone brzine kolenastog vratila motora	10
1.3	Veza između torzionih oscilacija i promenljivog toka ugaone brzine kolenastog vratila motora	14
1.4	Osnovni ciljevi i struktura ovog rada	14
2.	Metodologija eksperimentalnih ispitivanja i obrade izmerenih podataka	20
2.1	Opis merenja i korišćene merne opreme	21
2.2	Određivanje promenljivog tokova ugaonih brzina KV	25
2.3	Procena maksimalne greške merenja ugaonih brzina	34
2.4	Određivanje tokova pritiska u cilindrima motora	37
2.5	Određivanje spoljnje mrtve tačke na dijagramu izmerenog pritiska	38
2.6	Određivanje nulte linije na dijagramu izmerenog pritiska	49
3.	Dinamika oscilatornih sistema sa motorom SUS kao njihovim sastavnim delom	53
3.1	Jednačine kretanja dinamičkog sistema sa kolenastim vratilom kao elastičnim telom	55
3.2	Jednačina kretanja dinamičkog sistema sa kolenastim vratilom kao krutim telom	66
3.3	Određivanje momenata inercije kolenastog vratila	70
3.3.1	Proračun momenata inercije pod pretpostavkom da su oni konstantantni	71
3.3.2	Promenljivi momenti inercije	73
3.4	Aproksimacija periodičnih funkcija radnog procesa Furijeovim trigonometrijskim polinomom	76

4.	Momenti koji se generišu u dinamičko-oscilatornom sistemu sa motorom SUS kao njegovim sastavnim delom	77
4.1.	Unutrašnje sile i momenti koje se javljaju u klipnom mehanizmu motora	77
4.2.	Momenti inercijalnih sila	81
4.3.	Momenti gasnih sila	86
4.4.	Zbirni pobudni moment nastao usled gasnih i inercijalnih sila	88
4.5.	Momenti trenja	91
4.6.	Momenti koji se generišu na kolenastom vratilu pri pokretanju pomoćnih uređaja	92
4.6.1	Moment koji se generiše pri pokretanju razvodnog mehanizma motora	93
4.6.2	Moment koji se generiše pri pokretanju pumpe visokog pritiska	103
4.6.3	Moment koji se generiše pri radu zupčaste uljne pumpe	111
4.6.4	Momenti koji se generišu pri radu centrifugalne pumpe rashladne tečnosti motora i centrifugalne pumpe rashladne tečnosti međuhladnjaka vazduha	113
4.7.	Moment na kočnici	114
5.	Prigušenja torzionih oscilacija	117
5.1.	Tradicionalni pristup određivanja ukupnog prigušenja	118
5.2.	Trenje u motoru	119
5.2.1	Trenje u klipnoj grupi	122
5.2.2	Trenje u ležištima	125
5.2.3	Trenje u ventilskom sklopu	126
5.2.4	Trenje u pomoćnim uređajima	128
5.2.5	Trenje u pumpi visokog pritiska	128

5.2.6	Ukupni moment trenja	128
5.3	Spoljašnje prigušenje u matematičkim modelima dinamičkog ponašanja oscilatornih sistema sa kolenastim vratilom kao sastavnim delom	130
5.4	Unutrašnje prigušenje u matematičkim modelima dinamičkog ponašanja oscilatornih sistema sa kolenastim vratilom kao sastavnim delom	131
6.	Analiza međusobne zavisnosti pobudnih momenata i ugaonih brzina KV i određivanje sopstvenih frekvencija oscilovanja dinamičko-oscilatornog sistema sa motorom SUS kao njegovim sastavnim delom	133
6.1.	Harmonijska analiza pobudnih momenata	133
6.2.	Harmonijska analiza izmerenih ugaonih brzina na krajevima kolenastog vratila motora	136
7.	Definisanje ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema	171
7.1	Osnovni principi	171
7.2	Ekvivalentne dužine i krutosti	172
7.3.	Ekvivalentni moment inercije razgranatih torzionih sistema	178
7.4	Umanjenje broja masa EDTS	179
7.5.	Definisanje EDTS za realan dinamičko-torzioni sistem ispitivan u ovom radu	181
7.5.1	Opis realnog dinamičko–torzionog sistema	181
7.5.2	EDTS za dinamički sistem ispitivan u ovom radu	184
7.5.3	Identifikacija parametara EDTS na osnovu procenjenih vrednosti kružnih frekvencija slobodnog oscilovanja	188
7.5.4	Pojednostavljenje EDTS	192
8.	Identifikacija nepoznatih parametara matematičkog modela u kojem se kolenasto vratilo motora smatra elastičnim telom	194
8.1	Osvrt na teoriju optimizacije matematičkih modela	194

8.1.1	Podela, ciljevi i zadaci matematičkih modela	194
8.1.2	Identifikacija parametara matematičkog modela	195
8.1.3	Procedura optimizacije	196
8.1.4	Metoda Gaus–Njutn	198
8.1.5	Metoda Markvart	198
8.2	Specifičnosti matematičkog modela razvijenog u sklopu ovog rada i nepoznatih parametara koje je potrebno identifikovati	201
8.3	Rezultati identifikacije nepoznatih parametara matematičkog modela razvijenog u sklopu ovog rada	217
8.3.1	Problemi i usvojeni kriterijumi pri procesu identifikacije nepoznatih parametara matematičkog modela	217
8.3.2	Ugaone brzine na suprotnim krajevima kolenastog vratila, relativna uvijanja krajeva kolenastog vratila i procenjeni srednji momenti gasnih sila pojedinih cilindara nakon identifikacije parametara matematičkog modela	218
8.3.3	Torzione krutosti i momenti inercije masa EDTS	240
8.3.4	Strukturna (unutrašnja) prigušenja torzionih oscilacija u materijalu KV	244
8.3.5	Trenje u motoru–spoljašnje prigušenje torzionih oscilacija	247
8.3.6	Ukupni mehanički gubici i mehanički stepen korisnosti	251
8.3.7	Srednji efektivni pritisak i srednji indikatorski pritisak motora	253
8.3.8	Procena uglova uvijanja i ugaonih brzina u sistemu motor–kočnica	256
8.4	Uočene mogućnosti usavršavanja razvijenog matematičkog modela i analiza specifičnosti koje su zapažene pri optimizaciji matematičkog modela	259
8.5	Analiza prednosti i mana činjenice da motor ne poseduje zamajac izvršena na bazi rezultata optimiziranog matematičkog modela neposrednog merenja i primene Holcerove metode	268

9.	Određivanje dopunskih naprezanja na uvijanje pri rezonantnim režimima rada	270
9.1	Određivanje maksimalnih amplituda torzionog oscilovanja	270
9.2	Proračun dopunskih naprezanja na uvijanje pri rezonantnim režimima rada za konkretan oscilatorni sistem	288
10.	Zaključci i smernice za dalji rad	292
Prilog A	Proračun promenljivih momenata inercije	298
Prilog B	Kinematika složenog klipnog mehanizma	303
Prilog C	Aproksimacija periodičnih funkcija radnog procesa Furijeovim trigonometrijskim polinomom	309
Prilog D	Rezultati simulacije uticaja poremećaja u procesu ubrizgavanja goriva na radni proces primenom programa za simulaciju radnog procesa	311
Literatura		320
Biografija		328

Identifikacija parametara ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema kolenastog vratila dizel motora na osnovu promenljivog toka ugaone brzine

Apstrakt

Trenutna ugaona brzina motora SUS se najčešće koristi za analizu radnih procesa u cilindrima motora, pošto takve informacije u njoj dominiraju. Kod većih motora elastične deformacije kolenastog vratila usled torzionih oscilacija ostavljaju mnogo dublji trag na trenutnu ugaonu brzinu nego što je to slučaj kod manjih, ne mnogo opterećenih motora. Sa stanovišta torzionih oscilacije, dve najvažnije informacije procenjene sa velikom tačnošću, mogu se dobiti jednostavnim harmonijskom analizom trenutne ugaone brzine kolenastog vratila. To su informacije o vrednostima sopstvenih frekvencija oscilovanja i potencijalno kritičnim brojevima obrtaja. Dalji proračuni vezani za probleme torzionog oscilovanja dinamičkog sistema sa motorom kao njegovim delom, zasnivaju se na idealizaciji i uvođenju ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema (EDTS). Parametri EDTS koje je potrebno definisati su inercijalne mase, torzione krutosti i koeficijenti unutrašnjeg i spoljašnjeg prigušenja. Pored toga, potrebno je poznavati momente koji pobuđuju kretanja (uključujući i torzione oscilacije) pojedinih inercijalnih masa dinamičkog sistema. Za ovakav sistem se mogu postaviti diferencijalne jednačine sa ciljem da opišu kretanja svake inercijalne mase. Ni za jedan od nabrojanih parametara EDTS se ne može tvrditi da je prethodno relativno tačno procenjen, pošto postoje metode koje obezbeđuju samo njihovu orijentacionu procenu. U ovom radu je prikazan postupak identifikacije parametara EDTS na primeru dizel-motora sa dvanaest cilindara u V gradnji, primenom optimizacione metode Markvarta (Marquardt) baziranoj na minimizaciji sume kvadrata razlika izmerene i modelirane trenutne ugaone brzine kolenastog vratila. Koeficijenti unutrašnjeg prigušenja su poslužili da se proceni ukupni srednji moment trenja u motoru. Momenti gasnih sila su procenjeni na osnovu izmerenih pritisaka u dva cilindra na suprotnim stranama ispitivanog motora. Na ovom primeru se jasno pokazalo da je pretpostavka o ujednačenosti radnih procesa po cilindrima ključni faktor koji utiče na odstupanja izmerene i modelirane trenutne ugaone brzine kolenastog vratila. Procenom pobudnih momenata inercijalnih sila na osnovu razvijene procedure određivanja promenljivog momenta inercije složenog krivajnog mehanizma ispitivanog motora, isključena je mogućnost da se sa te strane unese greška u proračun. Dodatno, momenti koji se od kolenastog vratila oduzimaju za pogon značajnijih podsistema motora su kombinacijom matematičkog modeliranja i neposrednog merenja procenjeni u ugaonom domenu kolenastog vratila i direktno ugrađeni u matematički model. Razvijeni modeli i postupci su iskorišćeni za procenu nivoa torzionih oscilacija u ispitivanom dinamičkom sistemu i mehaničkog stepena korisnosti motora.

Ključne reči:

Motor, trenutna ugaona brzina, torzione oscilacije, model, optimizacija,

Naučna oblast:

Mašinstvo

Uža naučna oblast:

Motori sa unutrašnjim sagorevanjem

UDK: 621.43(043.3)

Parameters identification of the equivalent dynamic-torsional system of diesel engine crankshaft based on angular velocity changing flow

Abstract

The current angular velocity of IC engines is most commonly used to analyze the work processes in engine cylinders, since such information dominates in it. In larger engines, the crankshaft elastic deformations, due to torsional vibrations, leave a much deeper mark on the current angular velocity than in the case of smaller engines which are not heavily stressed. From the viewpoint of torsional oscillations, the two most important information, estimated with high accuracy, can be obtained by simple harmonic analysis of the crankshaft current angular velocity. Those are information about the values of natural oscillation frequencies and potentially critical rpm. Further calculations related to the problems of torsional oscillation of a dynamical system with an engine as its part, are based on idealization and introduction of an equivalent dynamic-torsional system (EDTS). The EDTS parameters which must be defined are the inertial masses, the torsion stiffnesses and the coefficients of internal and external damping. In addition, it is necessary to know the moments that cause motions (including torsional oscillations) of individual inertial masses of the dynamic system. Differential equations can be set up for such a system in order to describe the motion of each inertial mass. For none of the EDTS parameters mentioned above can be said that it was previously estimated with relative accuracy, since there are only methods that provide their approximate estimation. This paper presents a procedure to identify the parameters of the EDTS, on the example of diesel engine with twelve cylinders in V layout, by applying the Marquardt optimization method based on the minimization of the squares sum of the differences between the measured and modeled current angular velocity of the crankshaft. Internal damping coefficients were used to estimate the total mean friction moment in the engine. Moments of gas forces are estimated based on the measured pressures in two cylinders on opposite sides of the tested engine. This example clearly shows that the assumption of work processes uniformity per cylinders is the key factor that affects the deviations of the measured and modeled current angular velocity of the crankshaft. By evaluating the excitation moments of inertial forces on the basis of developed procedure for determining the variable moment of inertia of the complex crank mechanism of the tested engine, any possibility of introducing an error in the calculus from this side was excluded. In addition, by combining the mathematical modeling and direct measurements, the moments taken from the crankshaft to drive the engine major subsystems are estimated in the crankshaft angular domain and incorporated directly into the mathematical model. The developed models and procedures were used to estimate the level of torsional oscillations in the tested dynamic system and engine mechanical efficiency.

Key words:

Engine, current angular speed, torsional oscillations, model, optimization

Scientific discipline:

Mechanical engineering

Scientific subdiscipline:

Internal Combustion Engines

UDK: 621.43(043.3)

Nomenklatura

Abecedni redosled

A	vektor amplituda torzionih oscilacija
A	pomoćna veličina pri kinematskom proračunu složenog klipnog mehanizma
A_k	površina poprečnog preseka klipa PVP (m ²), komponenta <i>k</i> -te amplitude u Furijeovom (Fourie) interpolacionom polinomu, rad svih <i>k</i> -tih harmonika koji deluju na svim kolenima kolenastog vratila za jednu oscilaciju (J)
A_{kl}	površina poprečnog preseka klipa motora (m ²)
A_L	površina efektivnog protočnog preseka procepa između klipnih prstenova i cilindra (m ²)
A_{m1}	amplitude varijacija ugaone brzine slobodnog kraja kolenastog vratila
A_{m2}	amplitude varijacija ugaone brzine kraja kolenastog vratila prema kočnici
A_v	površina poprečnog preseka rasteretnog ventila PVP (m ²)
A_v	rad momenata prigušenja (J)
a	piezoviskozni koeficijent (1/Pa), faktor ekscentričnosti ležišta (-)
a_{ip}	relativna amplituda prinudnog oscilovanja <i>i</i> -te mase EDTS
a_{ip}^s	stvarna amplituda prinudnog oscilovanja <i>i</i> -te mase EDTS
a_k	ubrzanje klipa elementa PVP (m/s ²)
a_{kg}	ubrzanje glavnog klipa motora (m/s ²)
a_{kl}	prenosni odnos na klackalici (-)
a_{kp}	ubrzanje pomoćnog klipa motora (m/s ²)
a_v	ubrzanje ventila (m/s ²)
B	opterećenje ležišta (N)
b	širina ramena kolenastog vratila (m)
B_k	komponenta <i>k</i> -te amplitude u Furijeovom interpolacionom polinomu
C	matrica torzionih krutosti
C	konstanta
c	torziona krutost (Nm/rad)
c_{lez}	radijalni klirens ležišta (m)
c_p	specifična toplota pri konstantnom pritisku (J/kg·K)
c_v	specifična toplota pri konstantnoj zapremini (J/kg·K)
c₁	krutost velike opruge ventila (N/m)
c₂	krutost male opruge ventila (N/m)
D_k	prečnik klipa motora (m)
D₀	spoljni prečnik oslonačkih rukavaca kolenastog vratila (m)
D₁	spoljni prečnik letećeg rukavaca kolenastog vratila (m)
d	pravac traganja
d_{GN}	pravac traganja prema Gaus-Njutnovoj (Gauss-Newton) metodi
d_g	pravac traganja prema gradijentnoj metodi prvog reda
d_{pv}	prečnik pečurke usisnog ili izduvnog ventila (m)
d_{sv}	prečnik stabla usisnog ili izduvnog ventila (m)
d₀	unutrašnji prečnik oslonačkih rukavaca kolenastog vratila (m)
d₁	unutrašnji prečnik letećeg rukavaca kolenastog vratila (m)
EDTS	ekvivalentni dinamičko-torzioni sistem
E_k	modul elastičnosti radne tečnosti u cilindru PVP (N/m ²)

E_{kin}	kinetička energija (J)
E_{pot}	potencijalna energija (J)
e	torziona elastičnost vratila (rad/Nm)
e_{lez}	ekscentricitet ležišta (m)
F	sila (N)
$F(\mathbf{q})$	funkcija cilja (funkcional)
F_{gg}	gasna sila koja deluje na osovinicu glavnog klipa motora (N)
F_{gp}	gasna sila koja deluje na osovinicu pomoćnog klipa motora (N)
F_{gv}	gasna sila koja deluje na izduvni ili usisni ventil (N)
F_{ig}	inercijalna sila koja deluje na osovinicu glavnog klipa motora (N)
F_{ip}	inercijalna sila koja deluje na osovinicu pomoćnog klipa motora (N)
F_{inv}	inercijalna sila koja deluje na izduvni ili usisni ventil (N)
F_{opv}	sila opruge izduvnog ili usisnog ventila (N)
F_{rg}	rezultujuća sila koja deluje na osovinicu glavnog klipa motora (N)
F_{rp}	rezultujuća sila koja deluje na osovinicu pomoćnog klipa motora (N)
f_{pp}	faktor promene pritiska usled poremećaja u sistemu ubrizgavanja
\mathbf{G}	matrica pomoćnih funkcija
G	modul klizanja (N/m ²)
\mathbf{g}	vektor pomoćnih funkcija
H_k	k -ta amplituda u Furijeovom interpolacionom polinomu
h	visina klipnog pretena (m), visina ramena odsečka kolenastog vratila (m)
h_{ib}	hod igle brizgača PVP (10 ⁻³ m)
h_k	hod klipa elementa PVP (10 ⁻³ m)
h_v	hod ventila (10 ⁻³ m)
\mathbf{I}	jedinična matrica
\mathbf{I}_{nc}	jedična vektor kolona
I_0	polarni moment inercije poprečnog preseka (m ⁴)
\mathbf{J}	matrica momenata inercije
J	moment inercije (kg·m ²)
J_{osc}	ukupni promenljivi moment inercije pravolinijski oscilatornih masa (kg·m ²)
J_{oscg}	približni promenljivi moment inercije pravolinijski oscilatornih masa glavnog cilindra (kg·m ²)
\mathbf{J}_{osc1}	matrica momenata inercije pravolinijski oscilatornih masa
\underline{J}_{osc1}	promenljivi moment inercije jednog odsečka KV (kg·m ²)
\overline{J}_{osc1}	srednje vrednost promenljivi moment inercije pravolinijski oscilatornih masa jednog odsečka KV (kg·m ²)
J_{rot}	moment inercije rotacionih masa (kg·m ²)
J_{oKV}	moment inercije karakterističnog odsečak kolenastog vratila (kg·m ²)
\mathbf{K}	matrica prigušenja
K_g	sila u glavnoj klipnjači—deluje u pravcu ose glavne klipnjače (N)
K_p	sila u pomoćnoj klipnjači—deluje u pravcu ose pomoćne klipnjače (N)
KV	kolenasto vratilo
K_1	geometrijska karakteristika klipnog mehanizma po Hoenbergu (Hohenberg) (m ³ /step. ²)
K_2	koeficijent srezmere po Hoenbergu (-)
K_3	koeficijent srezmere po Hoenbergu (-)

k	motorski harmonik (-), koeficijent spoljašnjeg prigušenja (Nms/rad), koeficijent trenja (-)
k_{vp}	ukupni koeficijent trenja pod pretpostavkom da je reč o viskoznom prigušenju (Nms/rad)
L	dužina glavne klipnjače (m)
L_2	dužina od ose velike pesnice do težišta za glavnu klipnjaču (m)
l	dužina pomoćne klipnjače (m), dužina (m)
l_0	dužina oslonačkog rukavca kolenastog vratila (m)
l_1	dužina od ose male pesnice do težišta za pomoćnu klipnjaču (m), dužina letećeg rukavca kolenastog vratila (m)
l_2	dužina od ose velike pesnice do težišta za pomoćnu klipnjaču (m)
\mathbf{M}	matrica momenata koji deluju na pojedine mase sistema
M	moment (Nm)
M_{cp}	moment potreban za rad centrifugalne pumpe (Nm)
M_{cprs}	moment potreban za rad centrifugalne pumpe rashladnog sistema (Nm)
M_{cphv}	moment potreban za rad centrifugalne pumpe za hlađenje natpunjenog vazduha motora (Nm)
M_e	efektivni moment (Nm)
\mathbf{M}_{gas}	matrica momenata gasnih sila (Nm)
M_{gas}	moment gasnih sila (Nm)
\overline{M}_{gas}	srednji moment gasnih sila (Nm)
\overline{M}_{gas}^k	korigovani srednji moment gasnih sila (Nm)
\overline{M}_{gub}	srednji moment gubitaka (Nm)
M_{ig}	obrtni moment koji potiče od glavnog cilindra motora (Nm)
\mathbf{M}_{in}	matrica momenata inercijalnih sila
M_{in}	moment inercijalnih sila (Nm)
$M_{in.g}$	moment inercijalnih sila glavnog cilindra (Nm)
\mathbf{M}_{in1}	vektor prve komponente momenata inercijalnih sila
M_{in1}	prva komponenta momenta inercijalnih sila (Nm)
\mathbf{M}_{in2}	vektor druge komponente momenata inercijalnih sila
M_{in2}	druga komponenta momenta inercijalnih sila (Nm)
M_{ip}	obrtni moment koji potiče od pomoćnog cilindra motora (Nm)
M_k^a	amplituda k -tog harmonika pobudnih momenata (Nm)
MKE	metoda konačnih elemenata
M_{koc}	moment izmeren na kočnici (Nm)
\overline{M}_{koc}	srednji moment izmeren na kočnici (Nm)
\mathbf{M}_{opt}	vektor momenata opterećenja
\overline{M}_{opt}	srednji moment opterećenja (Nm)
M_{raz}	ukupni moment koji se generiše na KV motora pri pokretanju svih ventila razvoda (Nm)
\overline{M}_{raz}	srednji moment koji se generiše na KV motora pri pokretanju svih ventila razvoda (Nm)
M_{pu}	ukupni moment potreban za pokretanje pomoćnih uređaja osim PVP (Nm)
\overline{M}_{pu}	srednji moment potreban za pokretanje pomoćnih uređaja osim PVP (Nm)
M_{PVP}	ukupni moment potreban za rad PVP (Nm)
\overline{M}_{PVP}	srednji moment potreban za rad PVP (Nm)

M_r	dinamički faktor pojačanja (-)
M_t	moment torzije (Nm)
\mathbf{M}_{tr}	vektor momenata trenja
M_{tr}	moment trenja (Nm)
\overline{M}_{tr}	srednji moment trenja (Nm)
M_{tr}^k	korigovani srednji moment trenja (Nm)
M_{uzp}	ukupni moment potreban za rad uljne zupčaste pumpe (Nm)
M_u	ukupni obrtni moment motora (Nm)
M_v	moment prigušenja u EDTS
M_{1e}	moment potreban za rad jednog elementa PVP (Nm)
M_{1v}	moment koji deluje na KV usled pokretanja usisnih i izduvnih ventila jednog cilindra (Nm)
m	masa (kg), konstanta (-)
m_k	masa klipa elementa PVP (kg)
m_{kl}	masa klipa motora (kg)
m_{oscg}	masa pravolinijski oscilatornih elemenata glavnog cilindra (kg)
m_{oscp}	masa pravolinijski oscilatornih elemenata pomoćnog cilindra (kg)
m_{rot}	masa rotacionih elemenata klipnog mehanizma (kg)
m_v	masa ventila (kg)
N_g	normalna sila glavnog cilindra (N)
N_p	normalna sila pomoćnog cilindra (N)
N'_p	dodatna normalna sila—generiše se u pomoćnom cilindru a deluje normalno na osu glavnog cilindra (N)
N_{rg}	rezultantna (ukupna) normalna sila glavnog cilindra (N)
n	broj obrtaja kolenastog vratila motora (min^{-1}), eksponent politrope (-)
n_{nom}	nominalni broj obrtaja kolenastog vratila motora (min^{-1})
n_{rez}	rezonantni broj obrtaja kolenastog vratila motora (min^{-1})
n_{uzp}	broj obrtaja pogonskog vratila uljne zupčaste pumpe (min^{-1})
P_e	efektivna snaga (Nm)
P_{teor}	snaga teoretska (W)
P_{cp}	snaga neophodna za rad centrifugalne pumpe (W)
PVP	pumpa visokog pritiska
p	pritisak (bar, Pa)
p_{c1}	pritisak na početku cevovoda PVP (bar)
p_{c2}	pritisak na kraju cevovoda PVP (bar)
p_e	srednji efektivni pritisak (bar)
p_i	srednji indikatorski pritisak (bar)
p_k	pritisak u komori iznad klipa elementa PVP (bar)
p_{kg}	pritisak karterskih gasova
p_{kol}	pritisak u izduvnom ili usisnom kolektoru motora (bar)
Q_{cp}	zapreminski protok tečnosti za hlađenje kroz centrifugalnu pumpu (m^3/s)
Q_{cphv}	zapreminski protok tečnosti za hlađenje nadpunjenog vazduha (m^3/s)
Q_{cprs}	zapreminski protok tečnosti za hlađenje motora (m^3/s)
Q_{hkl}	zapreminski protok ulja za hlađenje klipova motora (m^3/s)
Q_{KV}	zapreminski protok ulja za podmazivanje kolenastog vratila motora (m^3/s)
Q_u	zapreminski protok kroz napojne otvore elementa PVP (m^3/s)

Q_v	zapreminski protok kroz rasteretni ventil elementa PVP (m^3/s)
Q_{zk}	zapreminski protok kroz zazore između klipa i cilindra elementa PVP (m^3/s)
Q_{zu}	zakon ubrizgavanja goriva ($mm^3/step.$)
\mathbf{q}	vektor nepoznatih parametara matematičkog modela
q	redukovani koeficijent unutrašnjeg prigušenja ($N \cdot s/rad \cdot m^3$)
R	rastojanje od ose oslonačkog do ose letećeg rukavca kolenastog vratila (m), gasna konstanta ($J/kg \cdot K$), radijus (m)
R_g	radijalna sila glavnog cilindra (N)
R_p	radijalna sila pomoćnog cilindra (N)
R_{ui}	ukupna radijalna sila na i -tom letećem rukavcu KV (N)
R_0	osnovni radijus brega ventila (m)
R_1	veliki radijus brega ventila (m)
R_2	mali radijus brega ventila (m)
r	rastojanje između ose velike pesnice glavne klipnjače i osovinice koja spaja glavnu i pomoćnu klipnjaču (m)
$\mathbf{r}(\mathbf{q})$	vektor ostataka
\mathbf{S}	matrica koja opisuje položaj cilindara u EDTS
SBK	spoljna brzinska karakteristika
S	entropija (J/K)
SMT	spoljna mrtva tačka
SUS	sa unutrašnjim sagorevanjem
s	specifična entropija ($J/kg \cdot K$), Stribekov (Stribeck) broj (-)
s_k	hod klipa motora (m)
s_{okp}	rastojanje od SMT pomoćnog cilindra do ose kolenastog vratila (m)
T	temperatura (K)
T_g	tangencijalna sila glavnog cilindra (N)
T_p	tangencijalna sila pomoćnog cilindra (N)
T_{rc}	trajanje radnog ciklusa (s)
T_u	ukupna tangencijalna sila motora (N)
T_{ui}	ukupna tangencijalna sila na i -tom letećem rukavcu KV (N)
t	vreme (s)
t_u	temperatura ulja (step. Celzijusa)
u	specifična unutrašnje energija smeše (J/kg)
UMT	unutrašnja mrtva tačka
V	trenutna zapremina smeše u cilindru (m^3)
V_h	ukupna radna zapremina cilindra (m^3)
V_{hu}	ukupna radna zapremina motora (m^3)
V_k	promenljiva zapremina u komori elementa PVP (m^3)
v	specifična zapremina smeše u cilindru (m^3/kg)
v_k	brzina klipa elementa PVP (m/s)
v_{kg}	brzina glavnog klipa motora (m/s)
v_{kp}	brzina pomoćnog klipa motora (m/s)
v_{rv}	brzina rasteretnog ventila PVP (m/s)
v_v	brzina usisnog/izduvnog ventila (m/s)
W_0	polatni otporni moment (m^3)
x_C	x koordinata centra luka u Dekartovom koordinatnom sistemu
y_C	y koordinata centra luka u Dekartovom koordinatnom sistemu

Y_0 srednja vrednost funkcije u Furijeovom interpolacionom polinomu
 $Y(\mathbf{q})$ Jakobijeva (Jacobi) matrica za vektor ostatka $\mathbf{r}(\mathbf{q})$

Grčki alfabet

α	tekući ugao kolenastog vratila (rad)
$\boldsymbol{\alpha}$	vektor ugaonih položaja kolenastog vratila
$\dot{\alpha}$	trenutna ugaona brzina kolenastog vratila (rad/s)
$\ddot{\alpha}$	vektor trenutnih ugaonih brzina
$\ddot{\alpha}$	trenutno ugaono ubrzanje kolenastog vratila (rad/s ²)
$\ddot{\boldsymbol{\alpha}}$	vektor trenutnih ugaonih ubrzanja
α_{pudin}	dinamički ugao predubrzigavanja
β	ugao bregastog vratila (rad)
β_g	ugao otklona glavne klipnjače (rad)
β_p	ugao otklona pomoćne klipnjače (rad)
β_0	karakteristični ugao na profilu brega bregastih vratila razvoda (step.)
β_{1max}	ugao pri kome izdizanje ventila sa velikog radijusa R_1 prelazi na mali radijus R_2 (step.)
γ	ugao između naspramnih cilindara motora (rad)
γ_k	fazni ugao k -te amplitude u Furijeovom interpolacionom polinomu, fazni ugao između prinudnih momenata i amplituda prinudnog oscilovanja
γ_p	ugao između ose glavne klipnjače i linije između ose velike pesnice glavne klipnjače i osovinice koja spaja glavnu i pomoćnu klipnjaču
δ	vektor faza prema redosledu paljenja
Δl_1	vrednosti početne dilatacija (sabijanja) velike opruge ventila (10^{-3} m)
Δl_2	vrednosti početne dilatacija (sabijanja) male opruge ventila (10^{-3} m)
Δp	vrednost korekcije nulte linije pritiska (bar)
Δp_{cp}	napor centrifugalne pumpe (Pa)
ΔQ	razmene toplote između radne smeše i okoline (J)
Δq	specifična razmene toplote između radne smeše i okoline (J/kg)
ΔT	priraštaj vremena izmerenog u odgovarajućem ugaonom opsegu
Δt_i	vremenski interval između dva zuba nazubljenog diska,
$\Delta \alpha$	priraštaj ugla obrtanja kolenastog vratila (step.), ugao termodinamičkih gubitaka
$\Delta \alpha_L$	ugao termodinamičkih gubitaka usled curenja radne materije kroz procepe
$\Delta \alpha_W$	ugao termodinamičkih gubitaka usled razmene toplote usisanog vazduha i okoline
$\overline{\Delta \alpha_W}$	ugao pomenosti maksimalne temperature ciklusa bez sagorevanja u odnosu na SMT
$\Delta \varepsilon$	korekcija stepena kompresije (-)
$\Delta \vartheta_{max}$	maksimalna amplituda torzionog oscilovanja (rad)
$\Delta \tau_i$	vremenski interval između dva susedna uzlazna brida signala sa enkodera
ε	koeficijent unutrašnjeg prigušenja (Nms/rad), stepen kompresije (-)
ε_r	relativna greška merenja
η_m	mehanički stepen korisnosti motora (-)
η_u	ukupni koeficijent korisnosti (-)
θ	Eroldov (Erold) bezdimenzioni parametar
θ_1	konstanta za ulje
θ_2	konstanta za ulje

ϑ	vektor torzionih oscilacija
ϑ_r	ugao uvijanja ramena kolenastog vratila (rad)
$\dot{\vartheta}$	vektor brzina torzionih oscilacija
$\dot{\vartheta}$	brzina torzionih oscilacija (rad/s)
$\ddot{\vartheta}$	vektor ubrzanja pri torzionom oscilovanju
$\ddot{\vartheta}$	ubrzanje pri torzionom oscilovanju (rad/s ²)
ϑ_{lr}	ugao uvijanja letećeg rukavca kolenastog vratila (rad)
ϑ_{or}	ugao uvijanja oslonačkog rukavca kolenastog vratila (rad)
ϑ_r	ugao uvijanja ramena kolenastog vratila (rad)
v_e	ukupno prigušenje torzionih oscilacija (Nms/rad)
κ	eksponent izentrope
λ	bezdimezijska karakteristika mehanizma (-), pozitivan skalar prema Markvartovoj (Marquardt) metodi
\mathcal{M}	izlazna kinematska funkciju iz matematičkog modela
μ	dinamička viskoznost (Pa·s)
μ_{max}	koeficijent protoka
μ_0	dinamička viskoznost na atmosferskim uslovima (Pa·s)
ξ	redukovani koeficijent unutrašnjeg prigušenja (N·s/rad·m ³)
π	Ludolfof broj ($\approx 3,141593$)
ρ	radijus u polarnom koordinatnom sistemu
ρ_1	rastojanje između trenutnog pola brzina i težišta glavne klipnjače (m)
ρ_2	rastojanje između trenutnog pola brzina i težišta pomoćne klipnjače (m)
τ	taktnost motora, dopunski napon na uvijanje (N/m ²)
τ_0	tangencijalni ravnotežni napon (N/mm ²)
ϕ	energiju unutrašnjeg i spoljnog otpora (J)
ψ	konstantan ugao u složenom krivajnom mehanizmu (rad)
ω	ugaona brzina kolenastog vratila (rad/s)
$\bar{\omega}$	srednja ugaona brzina kolenastog vratila (rad/s)
ω_{BV}	ugaona brzina bregastog vratila (rad/s)
ω_p	kružna frekvencija prinudnih torzionih oscilacija (rad/s)
ω_s	kružna frekvencija sopstvenih torzionih oscilacija (rad/s)
$\sum a_{ip}$	geometrijska zbirna amplituda oscilovanja

Brojčano-slovne i ostale oznake

1L	prvi levi cilindar
2L	drugi levi cilindar
3L	treći levi cilindar
4L	četvrti levi cilindar
5L	peti levi cilindar
6L	šesti levi cilindar
1D	prvi desni cilindar
2D	drugi desni cilindar
3D	treći desni cilindar
4D	četvrti desni cilindar
5D	peti desni cilindar
6D	šesti desni cilindar
⊙	oznaka za Hadamardov (Hadamard) ili Šurov (Schur)

Skraćenice u indeksu

<i>BV</i>	bregasto vratilo
<i>brvrat</i>	bregasto vratilo
<i>E</i>	ekvivalentni
<i>g</i>	glavni cilindar
<i>i</i>	izduvni ventil
<i>izl</i>	na izlazu
<i>KV</i>	kolenasto vratilo
<i>kg</i>	klip glavni
<i>kr</i>	kritičan
<i>koc</i>	kočnica
<i>kp</i>	klip pomoćni
<i>kpg</i>	glavna klipnjača
<i>kpp</i>	pomoćna klipnjača
<i>lez</i>	ležište
<i>max</i>	maksimalni
<i>mer</i>	mereno
<i>min</i>	minimalni
<i>neulez</i>	neuležišten
<i>ob</i>	objedinjeno
<i>p</i>	pomoćni cilindar
<i>pgor</i>	pumpa za gorivo
<i>plast</i>	plašt klipa
<i>prst</i>	klipni prsten
<i>pomur</i>	pomoćni uređaji
<i>R</i>	realni
<i>pulje</i>	pumpa za ulje
<i>sr</i>	srednji
<i>sprig</i>	spoljašnje prigušenje
<i>tr</i>	odnosi se na trenje
<i>UZ</i>	u trenutku zatvaranja usisnog ventila
<i>u</i>	usisni ventil
<i>ul</i>	na ulazu
<i>ulja</i>	odnosi se na ulje za podmazivanje
<i>uk</i>	usisni kolektor, ukupno
<i>ulez</i>	uležišten
<i>uprig</i>	unutrašnje prigušenje
<i>vent</i>	ventil
<i>I</i>	prvi oblik oscilovanja
<i>II</i>	drugi oblik oscilovanja
<i>III</i>	treći oblik oscilovanja

1. Uvod

1.1 Torzione oscilacije kolenastog vratila motora SUS

Mehanička oscilatorna kretanja se javljaju u gotovo svim oblastima tehnike. Nastaju kada se elastično telo (ili elastični sistem međusobno povezanih tela) izvede iz ravnotežnog položaja i pusti da osiluje pod dejstvom elastičnih sila (sopstvene oscilacije) ili usled prisustva spoljnog periodično promenljivog opterećenja (prinudne oscilacije). Usled toga dolazi do određenih deformacija (u granicama elastičnosti), tako da svaka tačka na telu (ili sistemu povezanih tela) vrši neko oscilatorno kretanje oko ravnotežnog položaja. S obzirom da se u praksi susreću najčešće sistemi tela koji su izloženi periodično promenljivom opterećenju, a imajući u vidu i činjenicu da apsolutno kruta tela ne postoje, mehanička oscilatorna kretanja su prateća pojava pri radu velikog broja uređaja i mašina. Stanje oscilovanja na određenim, tzv. kritičnim režimima, može da izazove jako visoka dodatna naprezanja, a u nekim slučajevima može dovesti i do havarije. Zbog toga se u nauci i tehničkoj praksi posvećuje posebna pažnja izučavanju mehaničkih oscilatornih kretanja. U oblasti mašinstva se uglavnom susreću tri karakteristična tipa mehaničkih oscilacija, i to:

- a) torzione oscilacije,
- b) poprečne (savojne) oscilacije, i
- c) aksijalne (podužne) oscilacije.

Nabrojani mehanički tipovi oscilacija se javljaju pojedinačno ili kombinovano. Tipičan primer u mašinstvu, gde su prisutni svi vidovi oscilacija, je krivajni mehanizam motora sa unutrašnjim sagorevanjem (SUS) kao zasebne celine ili motor SUS u kombinaciji sa bilo kojim drugim mašinskim sistemom (vozilo, generator, propeler, itd.). Na primeru motora SUS najbolje se mogu uočiti prethodno nabrojani tipovi mehaničkih oscilacija. Tako je npr. kolenasto vratilo motora izloženo:

- a) Poprečnim oscilacijama usled delovanja promenljivih radijalnih sila na pojedinim odsečcima kolenastog vratila. Ove oscilacije, u većini slučajeva, predstavljaju manju opasnost.
- b) Podužnim oscilacijama koje su posledica elastičnih deformacija kolena pod dejstvom periodično promenljivih poprečnih sila sa aksijalnom komponentom generisanom na kosim zubima zupčanika menjača, lopaticama brodskih turbina, itd.
- c) Torzionim oscilacijama nastalim pod dejstvom promenljivih momenta uvijanja (torzije), koji deluju na svako koleno kolenastog vratila višecilindarskog motora.

Tipične torzione oscilacije kod motora SUS se javljaju i kod bregastog vratila pumpe visokog pritiska i bregastih vratila razvodnog mehanizma motora, gde do značajnijeg izražaja dolaze i podužne mehaničke oscilacije, pošto u prenosu momenata potrebnih za pokretanje ovih podsistema sa kolenastog vratila postoje konični zupčanici ili zupčanici sa kosim zubima. Ipak, najveća pažnja se posvećuje torzionim oscilacijama, ali ima i istraživačkih radova gde se akcenat stavlja na poprečne (savojne) oscilacije [61], pa i radova gde se razmatraju efekti združenog delovanja sva tri karakteristična tipa mehaničkih oscilacija [64]. Iz istraživanja opisanih u referenci [73] je proizašao vrlo interesantan zaključak da naprezanja savijanja imaju maksimalne i minimalne vrednosti vrlo blizu odgovarajućih kritičnih brojeva obrtaja motora za torzione oscilacije.

U izučavanju mehaničkih oscilacija uopšte (pa i torzionih oscilacija) uobičajene su tri etape:

- a) Zamena realnog sistema oscilovanja sa ekvivalentnim (uprošćenim) sistemom.
- b) Proračun frekvencija i relativnih amplituda sopstvenih oscilacija.
- c) Proračun stvarnih amplituda prinudnog, prigušenog oscilovanja za različite režime rada, sa posebnim naglaskom na amplitude oscilovanja pri tzv. kritičnim brojevima obrtaja.

Da bi se mogli vršiti bilo kakvi proračuni, neophodno je složeni dinamičko-torzioni sistem zameniti teorijskim, diskretnim, ekvivalentnim sistemom, čije su dinamičke karakteristike bliske karakteristikama realnog sistema. Opšte prihvaćeni princip kod proračuna i analize torzionih oscilacija kolenastog vratila motora koji daje zadovoljavajuće rezultate, je da se se ekvivalentni dinamičko-torzioni sistem (EDTS) sastoji iz:

- a) virtuelnih, elastičnih, cilindričnih odsečaka (vratila) bez mase, poprečnog preseka identičnog poprečnom preseku oslonačkog rukavca kolenastog vratila, i
- b) koncentrisanih masa (ili diskova) postavljenih na krajevima tih virtuelnih vratila.

Svaki virtuelni odsečak (vratilo) ekvivalentnog sistema kao osnovnu osobinu ima torzionu krutost. Mase diskova ne predstavljaju parametre od direktnog značaja za definisanje EDTS, već su to momenti inercije koji moraju biti identični momentima inercije elemenata koje ti diskovi zamenjuju. Moraju se uzeti u obzir i prigušenja u realnom sistemu, pa se ekvivalentnom sistemu pridružuju elementi u vidu amortizera koji simuliraju ta prigušenja, kako spoljašnja, tako i unutrašnja.

U zavisnosti od realnog sistema, ekvivalentni sistemi mogu biti prosti ili sa redukcijom. Prosti ekvivalentni sistemi su oni kod kojih se sve mase obrću srednjom ugaonom brzinom koja je jednaka srednjoj ugaonoj brzini kolenastog vratila motora. Kod EDTS sa redukcijom, određeni broj masa se kreće brže ili sporije u odnosu na mase koje simuliraju kompletno kolenasto vratilo motora. Ekvivalentni sistemi, prosti ili sa redukcijom, dalje mogu biti linijski, razgranati, prstenasti, simetrični ili nesimetrični, a sve u zavisnosti od toga kakav realni sistem predstavljaju.

Ako svi delovi ekvivalentnog sistema imaju linearne mehaničke karakteristike u zavisnosti od opterećenja, saglasno Hukovom (Hooke) zakonu takav sistem se naziva linearni. Ako je realan sistem takav da neki deo (ili delovi) ekvivalentnog sistema imaju nelinearne karakteristike, ovakvi ekvivalentni sistemi se nazivaju nelinearni, i njihovo oscilatorno kretanje se opisuje nelinearnim diferencijalnim jednačinama. Nelinearni element u ekvivalentnom sistemu se u nekim slučajevima može zameniti linearnim (usvajanjem optimalnih ili srednjih vrednosti za postojeći nelinearni parametar tog elementa) [5], što zavisi od vrste, cilja i željene tačnosti sa kojima se proračun vrši. Tipičan nelinearan element jednog složenog torzionog sistema je prigušivač torzionih oscilacija. O načinima i problemima predstavljanja prigušivača torzionih oscilacija u EDTS, biće reči malo kasnije.

Pogon pomoćnih agregata na motoru se vrši ili preko lančanog, ili kaišnog prenosnika, ili preko parova zupčanika. Ta činjenica ukazuje na potrebu da se za njih razvijaju razgranati ekvivalentni sistema sa redukcijom. Izučavanje oscilacija kod ovakvih sistema, i pored velikih uprošćenja, dosta je otežano, zbog nedovoljno poznatih informacija o stanju na mestima kontakata između pojedinih elemenata. Tu se prvenstveno misli na:

- a) vezu između kolenastog vratila motora i pomoćnih agregata posredstvom lančanog ili kaišnog prenosnika, koji predstavljaju izrazito nelinearne elemente u sistemu, čije se osobine menjaju sa promenom deformacija.
- b) vezu između kolenastog vratila motora i pomoćnih sistema (agregata) ostvarenu pomoću zupčastih parova, gde je dodirna tačka zupčanika promjenjiva, pa je prisutno i različito habanje, usled čega je i različita krutost na dodirnim mestima.

Prethodni razlozi su ključni da se u praksi uglavnom koriste linijski EDTS, gde se kao osnova uzima kolenasto vratilo i za njega vezani krivajni mehanizmi motora, a uticaj pomoćnih agregata i sistema se dobija preko redukcija momenata inercije odgovarajućih masa na osu kolenastog vratila. Osnovni cilj ove redukcije je da se svi pomoćni agregati i sistemi zamene ekvivalentnim inercijalnim masama koje se smeštaju neposredno na kolenastom vratilu motora, prema jednačinama i procedurama koje obezbeđuju nenarušavanje jednakosti kinetičkih i potencijalnih energija realnog i ekvivalentnog sistema.

Za potpuno definisanje jednog linijskog EDTS neophodno je definisati i sve njegove karakteristične parametre. Pri definisanju ovih parametara, kao i pri redukciji, mora se voditi računa o dva osnovna uslova:

- a) Jednakost potencijalne energije ekvivalentnog i stvarnog sistema na koje deluju isti momenti torzije ne sme biti narušena.
- b) Jednakost kinetičke energije ekvivalentnog i stvarnog sistema na koje deluju isti momenti torzije ne sme biti narušena.

U parametre EDTS se ubrajaju:

- a) momenti inercije koncentrisanih masa,
- b) torzione krutosti odsečaka i redukovane dužine, i
- c) prigušenja (spoljašnja i unutrašnja).

Koncentrisane mase kod EDTS jednog motora moraju ispuniti uslov jednakosti momenata inercije sa realnim delovima sistema, koji proizilazi iz uslova obezbeđenja jednakosti kinetičkih energija ekvivalentnog i stvarnog sistema. Tu se misli na:

- a) krivajni mehanizam motora,
- b) zupčaste prenosnike,
- c) remenice,
- d) zamajac,
- e) pumpu visokog pritiska,
- f) pumpu za ulje,
- g) razvodni mehanizam,
- h) ventilator, itd.

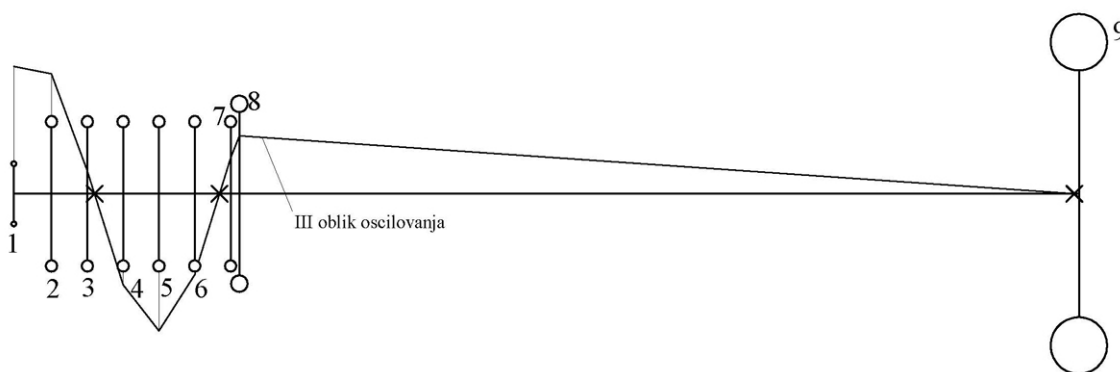
Ispravno definisanje prethodno nabrojanih parametara EDTS, koji u proračunu torzionih oscilacija služe kao ulazni podaci, je osnovni uslov koji se mora zadovoljiti da bi se očekivali valjani rezultati proračuna. S obzirom na kompleksnost stvarnog sistema, definisanje ovih karakteristika je dosta složeno, pri čemu se ne može očekivati da će relativno prost ekvivalentni sistem zadržati sve osobine složenog realnog sistema. Ovde se pre svega misli na uticaj nepotpune ekvivalentnosti virtuelnog, idealizovanog ekvivalentnog sistema realnom sistemu, što se nepovoljno odražava na tačnost procene vrednosti frekvencija sopstvenog oscilovanja realnog sistema. Mnogi parametri potrebni za što tačnije definisanje EDTS u početku nisu dovoljno poznati, a od EDTS se očekuje da pruži što tačniji odgovor na ključnu informaciju–frekvencijama sopstvenog

oscilovanja. Međutim, određivanje frekvencija sopstevnih oscilovanja realnog sistema, nekom od alternativnih metoda, je podatak koji može poslužiti da se inverznim postupkom EDTS jako približi realnom oscilatornom sistemu.

Proračun i analiza torzionih oscilacija se sprovode kroz dva odvojena dela, to jest za slučajeve:

- a) sopstevnih oscilacija, i
- b) prinudnih oscilacija.

Oblik oscilovanja i frekvencija sopstevnih oscilacija datog torzionog sistema determinisani su unapred njegovim karakterističnim parametrima (momentima inercije, torzionim krutostima i prigušenjima), pa predstavljaju dinamičku karakteristiku sistema koja se može promeniti jedino ako se izvrši bitna promena momenta inercije ili torzione krutosti nekog elementa sistema, odnosno prigušenje torzionih oscilacija u sistemu. Za ovu vrstu oscilovanja torzionog sistema koriste se još termini slobodne, vlastite ili prirodne oscilacije.

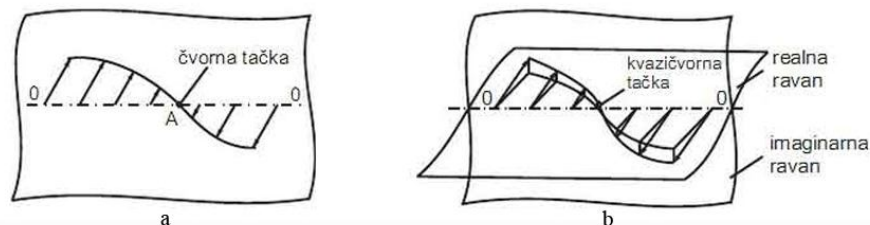


Slika 1.1 – Grafički prikaz trećeg oblika oscilovanja dinamičko-torzionog sistema motor–kočnica ispitivanog u ovom radu

Do realnih vrednosti amplituda, bilo slobodnog, bilo prinudnog torzionog oscilovanja, teško se dolazi. Međutim, to ne važi za relativne amplitude slobodnog oscilovanja koje se za identifikovani EDTS mogu dobiti dosta jednostavno, npr. primenom Holcerove (Holzer) metode. Pri tome se usvaja da prva masa EDTS ima neku fiksnu vrednost, najčešće jedan, a amplitude oscilovanja ostalih masa tada u stvari predstavljaju količnik realnih amplituda oscilovanja tih masa i realne amplitude oscilovanja prve mase. Određivanje relativnih amplituda slobodnog oscilovanja predstavlja nezaobilaznu, početnu proceduru pri proučavanju torzionih oscilacija dinamičko-torzionih sistema. Za idealan slučaj slobodnih oscilacija bez prigušenja, svi diskovi će imati istovremeno svoje maksimalne vrednosti uvijanja (bilo pozitivne ili negativne), odnosno pri grafičkom prikazu maksimalnih relativnih amplituda slobodnog oscilovanja (tj. maksimalnih uglova uvijanja), te amplitude će ležati u jednoj ravni. Ilustracije radi, na slici 1.1 je dat grafički prikaz trećeg oblika oscilovanja dinamičko-torzionog sistema motor-kočnica ispitivanog u ovom radu.

Presečene tačke na dijagramu promene relativnih amplituda sa osom vratila predstavljaju čvorne tačke (mesta gde nema deformacija usled oscilovanja). Na slici 1.1 čvorne tačke su prikazane krstićima. Raspored relativnih amplituda, odnosno broj čvornih tačaka, karakteriše oblik sopstevnih oscilacija sistema. Ukupan broj mogućih oblika oscilovanja ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema, odnosno broj stepeni

slobode, ne može premašiti broj odsečaka (virtuelnih vratila) između pojedinih diskova tog sistema. EDTS prikazan na slici 1.1 ima osam stepeni slobode, odnosno isto toliko mogućih oblika oscilovanja. Otuda se i govori o čvornim tačkama kao mestima preseka proračunatih relativnih amplituda oscilovanja sa podužnom osom kolenastog vratila.



Slika 1.2 – Definicija čvorne (a) i kvazičvorne tačke (b) [5]

U realnom sistemu, u kome su prisutna i unutrašnja i spoljašnja prigušenja, maksimalna amplituda oscilovanja svakog narednog diska će imati neko zakašnjenje u odnosu na prethodni disk. To znači da svi diskovi neće imati svoje maksimalne amplitude istovremeno, već će postojati određeno kašnjenje. Da bi se ovakav raspored amplituda mogao prikazati, uvodi se i imaginarna ravan (slika 1.2) [5]. Time se stvarne amplitude oscilovanja diskova prikazuju preko realne i imaginarne ravni, što omogućava uvid u realnu promenu amplituda torzionog oscilovanja, gde one ne presecaju osu kolenastog vratila. Tačka na osi kolenastog vratila, koja je najbliža liniji realne promene amplituda torzionog oscilovanja, zove se kvazičvorna tačka (slika 1.2 b).

Za približne proračune vrednosti sopstvenih frekvencija oscilovanja na osnovu usvojenog EDTS koristi se njegova varijanta bez prigušenja, gde zanemarenje prigušenjane ne bi trebalo da napravi grešku veću od 1,5% [4, 5]. Problem uticaja trenja klipne grupe o cilindar na vrednost procenjene sopstvene frekvencije oscilovanja jednog monocilindra diskutovan je u [66], gde je potvrđena pretpostavka da taj uticaj nije značajan. Istovremeno je u [66] pokazano da sopstvena frekvencija torzionog oscilovanja ima promenljiv tok kao funkcija ugla obrtanja kolenastog vratila, koji prati promenljiv tok momenta inercije. Ovi rezultati su eksperimentalno i teorijski potvrđeni i u referencama [67, 68]. Usput, ispitivanja izvršena na, četvorotaktnom motoru sa tri cilindra koji pokreće avionski propeler [68], na osnovu teorijskih i eksperimentalnih studija, jasno pokazuje da elastičnost kolenastog vratila ima značajan uticaj na dinamičko ponašanje sistema.

Proračuni vrednosti sopstvenih frekvencija oscilovanja, ako prethodno nisu poznate, vrše se ujedno sa proračunom relativnih amplituda sopstvenog oscilovanja, tj. oblika oscilovanja. Ovi proračuni se uglavnom zasnivaju na metodama nastalim na teoretskim principima koje je postavio Holcer. Te metode spadaju u red najprostijih, ali i najtačnijih metoda. Značajnije greške mogu nastati u slučaju da u sistemu oscilovanja postoje izrazito veliki izvori prigušenja (prigušivač torzionih oscilacija, propeler, kardansko vratilo, itd.). Važno je istaći da približan proračun sopstvenih frekvencija oscilovanja najčešće služi kao polazni parametar pri analizi prinudnih torzionih oscilacija, jer se poznavanjem sopstvenih frekvencija oscilovanja sistema približno mogu definisati kritična mesta oscilovanja (čvorovi) i kritični brojevi obrtaja. Za tačno definisanje kritičnih mesta (čvorova) oscilovanja u analizi prinudnih oscilacija, morala bi se u obzir uzeti i prigušenja, ali se ne pravi velika greška ako se ona zanemare, čime se proračun znatno pojednostavljuje. Dakle, moglo bi se reći da u većini slučajeva

približan metod za određivanje sopstvenih frekvencija oscilovanja, uz zanemarenja prigušenja, daje zadovoljavajuće rezultate.

U realnom oscilatornom sistemu idealizacija u smislu zanemarivanja prigušenja, kada se radi o prinudnim oscilacijama, daleko odstupa od realnog stanja stvari. Uloga prigušenja u ozbiljnijim matematičkim proračunima vezanim za torzione oscilacije kolenastih vratila motora tokom njegovog rada se ne bi smela zanemariti, pošto torzione oscilacije realnih oscilatornih sistema po svojoj definiciji spadaju u red prigušenih, prinudnih torzionih oscilacija.

Prigušenja dovode do toga da se kod slobodnih oscilacija amplitude smanjuju sve do konačnog smirivanja, dok kod harmonijski pobuđenih vremenski invarijantnih sistema, oscilacije u rezonantnim područjima imaju konačnu amplitudu. Ako se posmatra prigušenje pojedinih elemenata motornog mehanizma, jasno se mogu razdvojiti dve vrste prigušenja, i to:

- 1) unutrašnje (relativno) prigušenje:
 - a) usled prigušenja u materijalu tj. svi procesi koji se odvijaju u unutrašnjosti materijala a doprinose prigušenju kod mašinskih elemenata;
 - b) prigušenje usled dodira tj. prigušenje na mestima spajanja, kao što su vijčane veze, veze zakovicama, spojnice, itd.
- 2) spoljašnje (apsolutno) prigušenje pod kojim se smatra prigušenje putem okolnog ili prisutnog medija, npr. voda kod propelera broda, trenje u ležištima, prigušenje u viskoelastičnom materijalu oslonca sistema i dr.

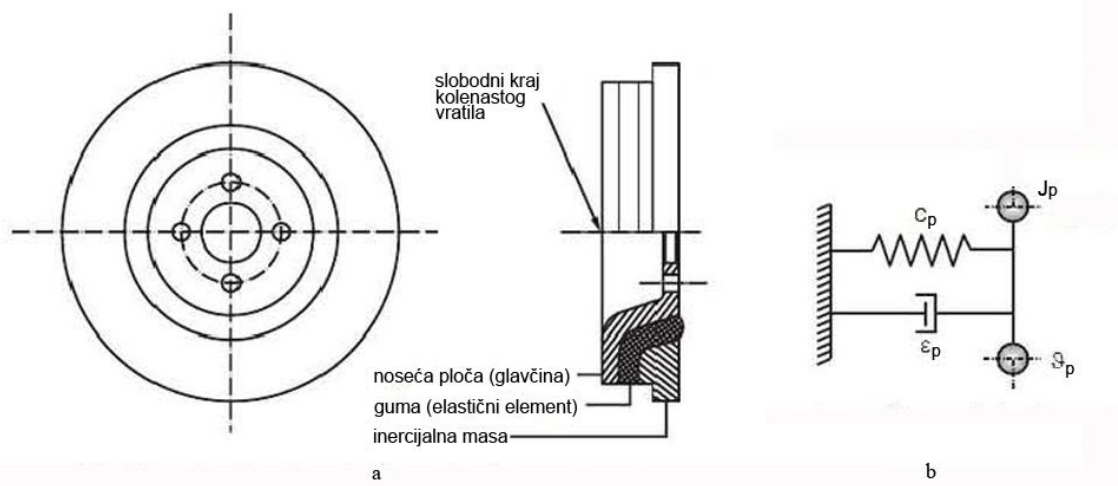
Za slučaj oscilacija motora, gde nema izrazito elastičnih elemenata, uvodi se pojednostavljenje da je prigušenje proporcionalno brzini torzionog oscilovanja, što u većini slučajeva ne pravi velike greške, a torzione oscilacije se svode u domen linearnih oscilacija. Za slučaj većih prigušenja (na primer prigušivač torzionih oscilacija), pojednostavljenje sa usvajanjem prigušenja proporcionalnog brzini uvijanja pravi velike greške pri proračunu.

Prigušenje koje se javlja kao posledica unutrašnjeg trenja između molekula prilikom deformisanja materijala kolenastog vratila, kod motora većih gabarita predstavlja najveći izvor unutrašnjeg prigušenja. Sva mesta gde se javljaju deformacije materijala, odnosno relativna pomeranja molekula ili spojenih elemenata, proizvode otpore koji zavise od trenutnih dinamičkih uslova. Energija koju generišu otpori usled trenja između molekula prilikom deformisanja materijala kolenastog vratila (elastični histerezis) potpada pod grupu energije gubitaka koja se posle transformacije u toplotnu energiju odvodi sa kolenastog vratila na okolni medijum.

Ako u radnom području motora dođe do pojave tzv. kritičnih brzinskih režima, gde su amplitude oscilovanja toliko visoke da realno mogu izazvati lomove kolenastog vratila, moraju se preduzeti mere da se to izbegne.

Izbegavanje, odnosno pomeranje, kritičnih brzinskih režima oscilovanja izvan radnog područja motora se može izvesti promenom krutosti kolenastog vratila motora ili promenom momenta inercije oscilatornih masa. Ove mere su dosta ograničene, ako se ima u vidu da konstrukcija i funkcija svih elemenata krivajnog mehanizma proizilaze iz ozbiljnih prethodnih proračuna, gde se vrši optimizacija svakog detalja. Drugim rečima, praktično je dosta teško ovim putem izbeći neki kritični brzinski režim oscilovanja krivajnog mehanizma motora.

Kao jedna od potencijalno efikasni mera bi se morala ispitati i promena redosleda paljenja, čime se sistem u pogledu torzionih oscilacija značajno menja, jer se tada amplitude torzionog oscilovanja usled drugačije fazne pomenosti pobudnih momenata gasnih sila koji deluju na pojedna kolena kolenastog vratila „sibiraju“ po drugačijem pravilu. Postoji mogućnost da se ovom merom izbegne neželjeno veliko torziona oscilovanje na identifikovanom kritičnom broju obrtaja, ali da se pri tome žarište problema preseli na neki drugi broj obrtaja, pa eventualna primena ove mere može da usledi tek nakon detaljne analize međusobnog odnosa forme kritičnog oblika oscilovanja i fazne pomenosti pobudnih momenata gasnih sila.



Slika 1.3 – Elastični prigušivač torzionih oscilacija sa gumom (a) i način njegovog predstavljanja u EDTS (b) [5]

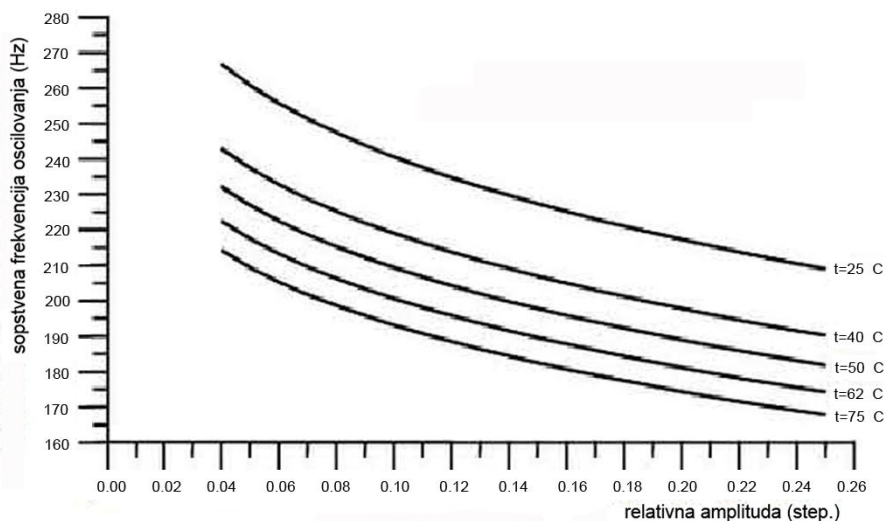
Ako se ispostavi da nabrojane metode ne obezbeđuju rešenje problema, koriste se posebni uređaji prigušivači (apsorberi) torzionih oscilacija. Oni smanjuju kritične amplitude oscilovanja uz izvesno pomeranje i položaja kritičnog broja obrtaja. Montiraju se na mestu gde su amplitude torzionog oscilovanja najveće, a to je obično na slobodnom kraju kolenastog vratila motora. Analiza uticaja, odnosno načina predstavljanja prigušivača torzionih oscilacija u EDTS, uglavnom se vrši primenom pojednostavljena koja se razlikuju za različite tipove prigušivača [5]. Tip prigušivača u stvari određuje njegovo osnovno konstruktivna izvođenje, pa se u tom smislu oni mogu podeliti na:

- a) elastične prigušivače (često nose naziv viskoelastični prigušivači),
- b) viskozne prigušivače,
- c) dinamičke prigušivače, i
- d) prigušivače sa oprugama i/ili frikcionim lamelama,

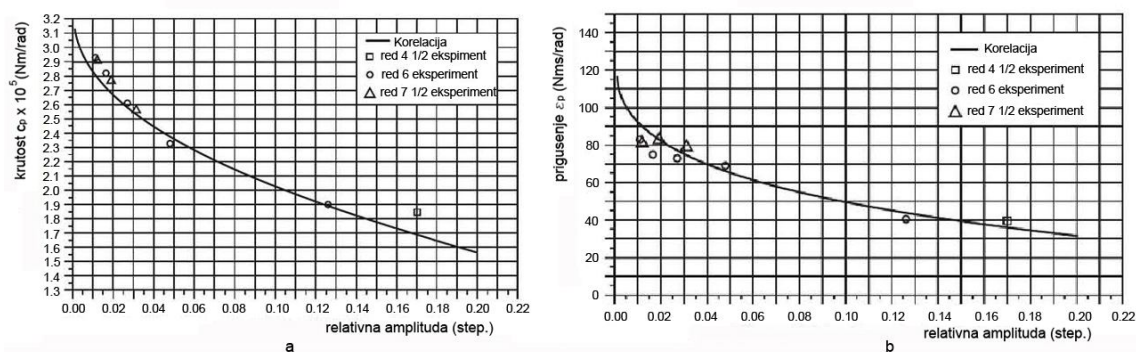
U referenci [5] su data tipična konstruktivna izvođenja nabrojanih prigušivača torzionih oscilacija, načina funkcionisanja i praktični primeri efekata koji se postižu njihovom primenom.

Najčešću praktičnu primenu imaju prigušivači sa gumom kao elastičnim elementom, smeštenom između glavčine i inercijalne mase. Na slici 1.3 je prikazan tipičan elastični prigušivač torzionih oscilacija sa gumom (a) i način njegovog predstavljanja u EDTS (b) [5]. Ovi prigušivači su najkompleksniji za proračun, pošto su glavne osobine elastičnog elementa—gume (krutost i prigušenje), promenljive veličine koje zavise od:

- homogenosti i vrste materijala elastičnog elementa (gume),
- dimenzija i oblika tog materijala,
- temperature elastičnog elementa,
- frekvencije oscilovanja prigušivača, i
- maksimalnog ugla uvijanja.



Slika 1.4 – Zavisnost sopstvene frekvencije oscilovanja prigučivača torzionih oscilacija sa gumom od relativne amplitude uvijanja i temperature gume [5]



Slika 1.5 – Zavisnost krutosti (a) i prigušenja (b) elastičnog prigučivača torzionih oscilacija sa gumom od relativne amplitude uvijanja pri temperaturi elastičnog elementa – gume od 62°C [5]

Tipična, nelinearna zavisnost sopstvene frekvencije oscilovanja elastičnog prigučivača torzionih oscilacija sa gumom od relativne amplitude uvijanja i temperature gume, prikazana je na slici 1.4. [5]. Slične krive se dobijaju i ako se analiziraju ostale dve dinamičke karakteristike elastičnih prigušivača: torziona krutost i prigušenje. Pod relativnom amplitudom ovde se podrazumeva amplituda oscilovanja inercijalne mase prigušivača u odnosu na susednu inercijalnu masu u EDTS.

Koeficijenti krutosti i prigušenja elastičnih prigučivača torzionih oscilacija sa gumom, uzimanjem u obzir svih uticajnih faktora, mogu se odrediti kombinovanjem računskih metoda i zasebnih, vanmotorskih eksperimentalnih istraživanja [5]. Međutim, takve analize su i pored svoje kompleksnosti, teško primenljive kod realnih torziona-oscilatornih sistema. Tačniji pristup određivanja ovih parametara je sličan pristup, ali

tako da se prigušivač torzionih oscilacija ispituje u okviru realnog oscilatornog sistema. Rezultati ovakvog pristupa su ilustrovani slikom 1.5, gde je prikazana dobijena zavisnost torzione krutosti (a) i prigušenja (b) jednog elastičnog prigušivača torzionih oscilacija sa gumom od relativne amplitude uvijanja, gde je izmerena temperatura elastičnog elementa, gume, iznosila oko 62°C [5].

Modeliranje dinamičkog ponašanja ostalih tipova prigušivača torzionih oscilacija je jednostavnije, pošto su opisani problemi zavisnosti torzionih krutosti i prigušenja od uslova rada, znatno manje izraženi. Uvođenjem posebnih koeficijenta kojim se realnije odslikava stvarno dinamičko ponašanje viskoznih prigušivača, posvećena je referenca [70].

U novije vreme sve veći primat se daje viskoznim prigušivačima torzionih oscilacija. Povoljna osobina viskoznih prigušivača je da se vrednost optimalnog prigušenja, kada se dobija najveća energija disipacije, može postići podešavanjem samo dva ključna parametra na prigušivaču: biranjem odgovarajuće viskozne tečnosti i menjanjem zazora između kućišta (glavčine) i inercijalne mase prigušivača. Osnovni nedostatak viskoznih prigušivača je u teškom obezbeđenju odgovarajućeg zazora i dobrog zaptivanja viskozne tečnosti.

Motor na kome su vršana eksperimentalna ispitivanja opisana u ovom radu, ne poseduje prigušivač torzionih oscilacija, pa nekome ova analiza može izgledati kao suvišna ili nepotrebna. Ipak, autor ovog rada je smatrao da u kraćim crtama treba ukazati na kompleksnost funkcionisanja prigušivača torzionih oscilacija kao najefikasnijeg sredstva za smanjenje opšteg nivoa torzionih oscilacija kolenastog vratila, i kompleksnost valjanog uključivanja ovog elementa u EDTS, što je teoretski jako dobro objašnjeno u referenci [5], a praktično realizovano u referenci [4].

Mora se istaći da primena prigušivača torzionih oscilacija u suštini ne predstavlja idealno, već iznuđeno rešenje. Prigušivačima torzionih oscilacije se jedan deo energije koju proizvodi motor, a koja je dobila nekontrolisani destruktivni karakter, u stvari pretvara u toplotnu energiju gubitaka. Usavršavanje prigušivača torzionih oscilacija je oblast mašinstva u stalnom usponu [62, 63], ali ne treba zaboraviti da se njihovom primenom u krajnjem ishodu smanjuje mehanički stepen korisnosti motora, čije podizanje je, s druge strane, jedan od osnovnih ciljeva razvojnih centara u motorskoj industriji.

Pošto se termin *rezonantni režimi* rada vrlo često pominje u tekstu ovog rada, samo će se podsetiti na opštepoznatu definiciju po kojoj se ovaj termin odnosi na režime rada kada se frekvencija nekog harmonika pobudnog momenta poklopi sa nekom od frekvencija sopstvenog oscilovanja sistema.

Pobudni momenti koji deluju u torziona-oscilatornom sistemu čiji sastavni deo je motor SUS su posledica:

- a) Primarnih, odnosno aktivnih gasnih sila (sila gasova koje deluju na klip cilindra).
- b) Sekundarnih sila, tj. sila inercije pokretnih delova, ne računajući mase koje rotiraju oko ose kolenastog vratila.

Sve druge sile (sile trenja, sila teže) se u ovom slučaju ne uzimaju u sklopu pobude. Sile teže se uglavnom zanemaruju zbog malog reda veličine, a sile trenja se kod proučavanja torzionih oscilacija, uglavnom uzimaju u vidu spoljnih prigušenja u sistemu.

1.2 Promenljiv tok ugaone brzine kolenastog vratila motora

Ugaona brzina kolenastog vratila je promenljiva u toku jednog radnog ciklusa i pri ustaljenom broju obrtaja motora, pre svega zbog periodičnosti radnih procesa u cilindrima motora. Njena varijabilnost bi postojala i u slučaju hipotetički apsolutno krutog kolenastog vratila koje se ne uvija pod opterećenjem.

Činjenica da u trenutnoj ugaonoj brzini kolenastog vratila motora dominiraju informacije o radnim procesima koji se odigravaju unutar pojedinih cilindara, dovela je do toga da je tokom proteklih pet decenija obavljen veliki broj raznorodnih istraživanja sa ciljem da se informacije dobijene preciznim merenjem trenutne ugaone brzine kolenastog vratila primenom pogodnih matematičkih modela i različitih kriterijumima vrednovanja rezultata merenja, što adekvatnije iskoristite.

Promenljiv tok ugaona brzine motora se može efikasno koristiti za otkrivanje cilindra koji ima poremećaj u radu, i za to postoje četiri osnovna istraživačka pravca:

- a) poređenjem sa poznatim tokom promene ugaone brzine pri regularnom radu motora,
- b) metodama statističke analize,
- c) poređenjem sa rezultatima matematičkog modeliranja ugaone brzine kolenastog vratila, i
- d) kombinacijom prethodne tri metode.

Sve pomenute metode zahtevaju manje ili više kompleksne proračune da bi se odredio eventualno neispravan cilindar, pa i stepen njegove neispravnosti u radu.

Poređenje sa poznatim tokom promene ugaone brzine (*pattern recognition*) iziskuje obimna eksperimentalna istraživanja na motoru pri različitim brzinskim režimima i režimima opterećenjima, kao i pri različitom stepenu poremećaja rada pojedinih cilindara [21, 58].

Statističke metode za procenu parametara radnog procesa na osnovu promenljive ugaone brzine kolenastog vratila se baziraju na klasičnoj primenjenoj statistici [59, 60]. U [59] je na osnovu izmerenih diskretnih vremenskih intervala između zuba zamajca linijskog, četvorotaktnog, dizel-motora sa 6 cilindara, paralelno upoređivana efikasnost metoda Furijeovih (Fourie) diskretnih transformacija i specijalno uvedene autokorelacione funkcije pri detekciji izostanka sagorevanja u nekom od cilindara motora. Zaključeno je da je metoda zasnovana na autokorelacionoj funkciji podjednako efektna kao metoda Furijeovih diskretnih transformacija, a pri tome je i jednostavnija. Za definisanje autokorelacione funkcije prethodno je potrebno izračunati samo srednju vrednost i varijansu izmerenog seta vremenskih intervala između zuba zamajca. Značajan korak dalje, gde se težilo i da se identifikuje cilindar, odnosno dva cilindra, u kojima je izostalo sagorevanje je opisan u referenci [60]. Pri tome su korišćene tri različite tehnike:

- a) Nesupervizorska klasifikacija preko prethodno definisanih ukrštenih koeficijentata korelacije. Svaki ciklus je okarakterisan sa segmentiranim vektorima izmerenih diskretnih vremenskih intervala između zuba zamajca koji odgovaraju sagorevanju u cilindrima motora. Zatim su ovi vektori unakrsno povezani tzv. koeficijentima koleracije. Na osnovu prethodno definisanih kriterijuma, izračunati koeficijenti korelacije su ukazivali na neispravan rad cilindara sa prosečnom tačnošću od 78%.

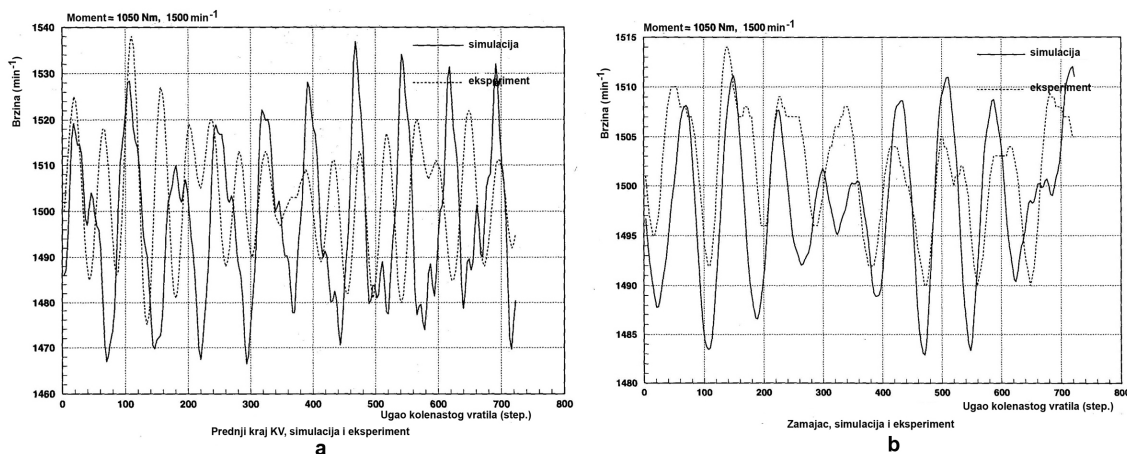
- b) Supervizorska klasifikacija putem mere sličnosti. U ovom slučaju iskorišćena je Švarcova (Schvarc) nejednačina za meru stepena sličnosti segmentizovanih vektora. Ukupan broj tačno klasifikacionih cilindara (ispravan-neispravan) je iznosio 88%.
- c) Klasifikacija putem segmentacije talasnih oblika uz funkcionalnu aproksimaciju. U ovom prilazu segmentizovane, izmerene talasne forme su razložene i predstavljene kubnim aproksimacionim polinomima. Koeficijenti ovih polinoma su korišćeni kao karakterističan vektor za klasifikaciju. Prepoznavanje neispravnosti je postignuto kada su karakteristični vektori za dve klase bili dovoljno različiti. Korišćena statistička tehnika prepoznavanja ovakvih stanja bila je bazirana je na Bajesovim (Bayes) pravilima. Tačnost metode je procenjena na 95%.

Metoda matematičkog modeliranja ugaone brzine je pogodna za stacionarne uslove rada motora kada se neki parametri koji utiču na promenljivost ugaone brzine kolenastog vratila mogu smatrati periodičnim funkcijama položaja kolenastog vratila. U ovom slučaju dinamika kolenastog vratila se opisuje linearnim diferencijalnim jednačinama. Pod uslovom da se tačno odrede parametri dinamičkog modela kolenastog vratila, izmerena ugaona brzina može dobro da se slaže sa rezultatima matematičkog modeliranja. Korišćenjem EDTS sa koncentrisanim masama, uz odgovarajuće diferencijalne jednačine kretanja za svaku inercijalnu masu EDTS, može se uspostaviti veza između pobudnih momenata vezanih za pojedine cilindre motora i ugaone brzine kolenastog vratila. Pobudni momenti koji deluju na kolenastom vratilu su u stvari isti oni momenti koji se uzimaju u obzir pri proučavanju torzionih oscilacija. Radi se o momentima izazvanim gasnim silama i momentima inercijalnih sila koji su posledica kretanja krivajnog klipnog mehanizma. Pri stacionarnim uslovima rada motora momenti inercijalnih sila se bez veće greške u proračunu mogu smatrati jednakim za sve cilindre, ali fazno pomerenim u skladu sa redosledom paljenja. Ako se tačnije izračunaju promenljivi momenti inercije svakog krivajnog mehanizma na motoru, može se smatrati da su momenti inercijalnih sila poznati. Momenti koji su posledica pritiska gasova u cilindrima se u izvesnoj meri razlikuju od cilindra do cilindra, ali se za stacionarne režime rada motora uvodi pretpostavka da su te razlike zanemarljive. Međutim, ta pretpostavka može biti dosta problematična, što će upravo pokazati ovaj rad.

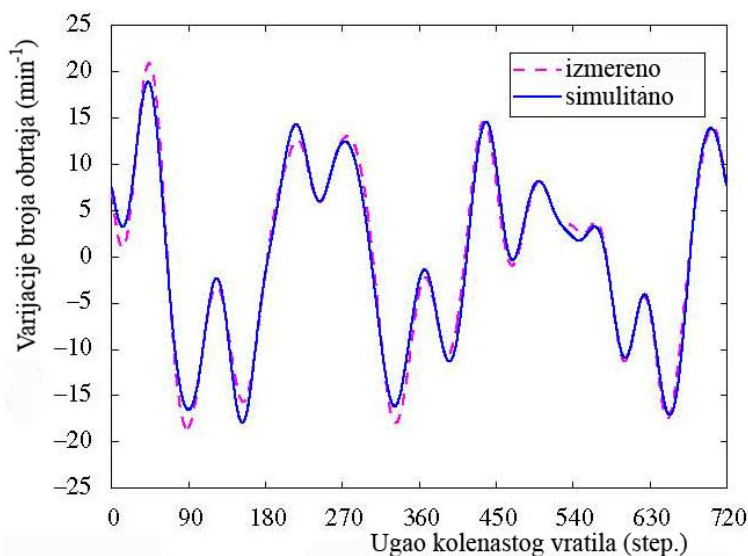
Konačno, na osnovu decenijskih istraživanja, a pre svega zahvaljujući burnom razvoju i primeni digitalnih informatičkih tehnologija u motorskoj industriji, razvijene su i implementirane metode da se trenutna ugaona brzina manjih, automobilskih motora efikasno iskoristi za zadovoljenje vrlo strogih zahteva OBD (On Board Diagnostics) propisa u cilju dijagnostike izostanka sagorevanja u cilindrima tih motora [51].

Motor koji je predmet analize i eksperimentalnih ispitivanja u ovom radu je dosta specifičan, i teško je u literaturi dostupnoj široj stručnoj javnosti pronaći slične objekte ispitivanja. Izraženija sličnost, kako po osnovnom konceptu motora, tako i po eksperimentalnoj postavci je pronađena u referenci [72]. Objekat ispitivanja u [72] je bio dizel-motor Kamins (Cummins) sa osam cilindara u V rasporedu oznake VT903-V-8. Radi se o nadpunjenom motoru, sa simetričnim krivajnim mehanizmom. Na tom motoru je bio ugrađen zamajac, a ugaone brzine su merene na slobodnom kraju kolenastog vratila i na zamajcu. Uporedni rezultati merenja i matematičkog modeliranja (simulacije) ugaonih brzina tog motora su prikazani na slici 1.6. Sličnosti u referenci [72] i u ovom rada se odnose na delimičnu sličnost objekata ispitivanja i identično

primenjenom konceptu merenja ugaonih brzina na dva kraja kolenastog vratula. O stepenu poklapanja rezultata matematičkog modeliranja i neposrednog merenja (slika 1.6) se može suditi i kao dobrim i kao nedovoljno dobrim, pri čemu bi autor ovog rada, na osnovu sopstvenog iskustva, pre rekao da su dobri. Na ovom primeru je potvrđena činjenice da se sa povećavanjem broja cilindara i nivoa snage motora, smanjuje efikasnost matematičkih modela u pokušaju da uzmu u obzir sve činjenice i rekonstruišu sva događanja u realnom sistemu, koja utiču na promenljiv tok ugaone brzine.



Slika 1.6 – Izmerena i modelirana ugaona brzina prednjeg kraja KV (a) i zamajca (b) Kaminsovog (Cummins) V dizel-motora sa osam cilindara oznake VT903-V-8 [72]

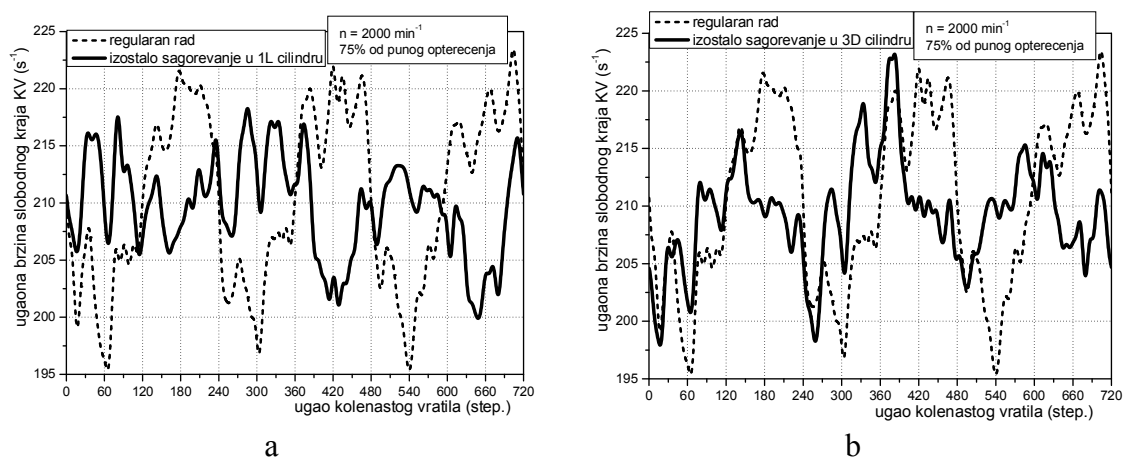


Slika 1.7 – Izmerena i modelirana ugaona brzina prednjeg kraja KV dizel-motora Varstila (Wärtsilä) sa dvadeset cilindara u V raspored [21]

Primer gde je ipak postignuto dobro poklapanje rezultata matematičkog modeliranja i neposrednih merenja (slika 1.7) je referenca [21], gde je ispitivan stacionarni dizel-motor Vartsila (Wärtsilä) sa dvadeset cilindara, nominalne snage 4 MW u V gradnji, koji poseduje i zamajac i prigušivač torzionih oscilacija, a svaki cilindar ima zasebnu pumpu visokog pritiska. Kod Vartsilinog motora je uložena ogromna napor šireg tima stručnjaka da se ugaona brzina, primenom tehnike *pattern recognition* i neuronskih

mreža, efikasno iskoristi za identifikaciju cilindra sa neispravnim radom, pa čak i da se utvrdu u kom stepenu je smanjena efikasnost cilindra sa neispravnim radom.

Da je uticaju torzionih oscilacija na dinamiku kolenastog vratila Vartsilinog motora posvećena posebna pažnja, govori podatak da su identifikovane sopstvene frekvencije, relativne amplitude i čvorne tačka čak prva četiri oblika torzionog oscilovanja. Kako su u ovoj disertaciji opisani postupci uspešne identifikacije prva tri oblika torzionog oscilovanja kolenastog vratila, moglo bi se reći da je kroz ova dva rada, sasvim nezavisno, potvrđena činjenica da se u izmerenim ugaonim brzinama kolenastog vratila većih motora, mogu iskristalisati skoro sve bitnije informacije vezane za torziona oscilovanje kolenastog vratila. Vrlo kvalitetna, podrobna analiza međusobne zavisnosti ugaone brzine i torzionih oscilacija kolenastog vratila četvototaktnog motora sa četiri cilindra oznake TAM BF 4L 515C, sa i bez prigušivača torzionih oscilacija, data je u referenci [4]. U tom radu, iz izmerene ugaone brzine ispitivanog motora, izdvojene su informacije o kružnoj frekvenciji i direktnom uticaju prvog oblika sopstvenog oscilovanja na dinamiku ispitivanog sistema.



Slika 1.8 – Promene u tokovima ugaonih brzina slobodnog kraja kolenastog vratila kada izostane sagorevanje u prvom levom (a) i trećem desnom cilindru (b) pri 2000 min^{-1} i 75% od punog opterećenja

Dijagnostika neispravnog rada motora na osnovu poznatog toka ugaone brzine kolenastog vratila nije bila predmet ovog rada. Ali, da postoje mogućnosti procene neispravnosti u odvijanju radnih procesa u nekom od cilindara motora koji je ispitivan u ovom radu, na osnovu poznatih tokova ugaonih brzina za regularan rad motora i za potpuni izostanak sagorevanja u nekom od cilindara, najbolje govore dijagrami prikazani na slici 1.8. Zabeležene, očigledne razlike u tokovima ugaonih brzina slobodnog kraja kolenastog vratila za slučajeve regularnog rada motora i potpunog izostanka sagorevanja u prvom levom (slika 1.8 a) i trećem desnom cilindru (slika 1.8 b), ukazuju na široke mogućnosti razvoja adekvatnih metoda detekcije neispravnosti odvijanja radnih procesa u nekom od cilindara motora ispitivanog u ovom radu. Mora se skrenuti pažnja da ove razlike nisu tako izražene pri nižim nivoima opterećenja, što potvrđuju i iskustva mnogih drugih istraživača, da sa smanjenjem opterećenja opada verovatnoća detekcije ispravnog-neispravnog rada nekog od cilindara motora zasnovana na analizi poznatog toka ugaone brzine kolenastog vratila motora.

1.3 Veza između torzionih oscilacija i promenljivog toka ugaone brzine kolenastog vratila motora

Već je rečeno da je dominantna informacija koja je sadržana u ugaonoj brzini kolenastog vratila, upravo informacija o radnim procesima u cilindrima motora. Ali to nije i jedina informacija koja je sadržana u ugaonoj brzini kolenastog vratila. Kako je ugaona brzina izlazni parametar iz realnog dinamičko-oscilatornog sistema koji u sebe uključuje kolenasto vratilo motora, u njoj su sadržane i sve ostale informacije o zbivanjima u tom dinamičkom sistemu, pa i sve bitne informacije o torzionim oscilacijama u dinamičkom sistemu. Međutim, to ne znači da je do informacija o torzionom oscilovanju moguće doći tako jednostavno, samo na osnovu poznate ugaone brzine kolenastog vratila. U grupu informacija vezanih za torzione oscilacije do kojih se najlakše dolazi na osnovu poznatog toka ugaone brzine kolenastog vratila spadaju informacije o realnim vrednostima sopstvenih frekvenija oscilovanja i rezonantnim brojevima obrtaja. A to je upravo ono što predstavlja prvi i ključni problem pri izučavanju torzionih oscilacija, od kojeg u najvećoj meri zavisi korektnost kasnijih proračuna. Danas je u primeni više eksperimentalnih metoda određivanja realnih vrednosti sopstvenih frekvencija oscilovanja oscilatornih sistema (test ubrzanja, test udara, itd.) [36]. Međutim, ni jedna od tih metoda se ne može na tako jednostavan i tačan način iskoristiti pri određivanju sopstvenih frekvencija oscilovanja kolenastog vratila motora, kao što je relativno jednostavna metoda Furijeove harmonijske analize izmerenih ugaonih brzina u radnom području motora.

Matematički modeli koji imaju za cilj da opišu promenljiv tok ugaone brzine se zasnivaju na istom EDTS koji se usvaja i pri proučavanju torzionih oscilacija. Šta više, matematički modeli u kojima se kolenasto vratilo posmatra kao elastično, deformabilno telo, uključuju i uticaj torzionih oscilacija na promenljiv tok ugaone brzine. Kako se u startu svi elementi EDTS ne mogu dovoljno tačno proceniti, ovi matematički modeli spadaju u grupu modela tzv. poluprovodne kibernetičke kutije. Za ovaj tip matematičkih modela su razvijene metode identifikacije nepoznatih parametara [1, 4, 8, 15, 24], čime se stvaraju uslovi da se sa korektno procenjenim nepoznatim parametrima EDTS na korektan način izvrše proračuni vezani za realne i potencijalne probleme sa torzionim oscilacijama u sistemu.

1.4 Osnovni ciljevi i struktura ovog rada

U ovom radu je prikazan matematički model koji ima za cilj da opiše promenljive tokove ugaonih brzina pojedinih odsečaka kolenastog vratila nadpunjenog, dizel motora sa dvanaest cilindara u V-60 izvedbi i složenim krivajnim mehanizmom koji uključuje veliku glavnu klipnjaču i malu bočnu klipnjaču čija velika pesnica nije direktno povezana sa letećim rukavcem kolenastog vratila, već je preko posebne osovinice povezana sa ušicom na velikoj pesnici glavne klipnjače. U priloženom matematičkom modelu kolenasto vratilo se posmatra kao elastično telo izloženo torzionim oscilacijama. Pored toga što motor ne poseduje prigušivač torzionih oscilacija, ne poseduje ni zamajac.

Pobudni momenti gasnih sila će se proračunavati na osnovu snimljenih tokova pritisaka u po jednom cilindru leve i desne strane. Početna pretpostavka je da su radni procesi po svim cilindrima leve i desne strane motora identični radnim procesima cilindara koji su indicirani.

Pobudni momenti inercijalnih sila generisani u krivajnim mehanizmima pojedinih cilindara zbog pravolinijski-oscilatornog kretanja klipova i složenog kretanja klipnjača su računati na osnovu prethodno određenog promenljivog momenta inercije elementarnog krivajnog mehanizma. U tom cilju je razvijen poseban, originalan postupak zasnovan na baznim postulatima klasične mehanike, tj. dinamike sistema. Time su stvoreni uslovi da se sa sigurnošću može reći da matematički model u sebi neće nositi greške vezane za približnu procenu momenata inercijalnih sila, svojstvenu većini do sada razvijenih matematičkih modela, za različite tipove motora.

Gubici u motoru će biti razdvojeni na gubitke vezane za neposredan pogon pomoćnih uređaja na motoru i ukupne gubitke trenja. Momenti koji se od kolenastog vratila odvođe za neposredan pogon pomoćnih uređaja na motoru biće procenjeni kombinovanjem matematičkog modeliranja i neposrednog merenja. Pri tome će se pažnja posvetiti većim potrošačima (pumpa visokog pritiska, zupčasta uljna pumpa, centrifugalna pumpa rashladne tečnosti motora i rashladne tečnosti nadpunjenog vazduha, i razvodni mehanizam). Ovo je u potpunom skladu sa preporukama i iskustvima datim u referencama [52, 53]. Trenje u motoru se neće proračunavati odvojeno za svaki izvor trenja, pošto za tako nešto u samom startu nema dovoljno potrebnih informacija, već će se u matematički model uvoditi ukupno trenje jednako raspoređeno na sve parove naspramnih cilindara, pod prepostavkom da se trenje pokorava zakonima viskoznog prigušenja proporcionalnog trenutnoj ugaonoj brzini odgovarajućeg odsečka kolenastog vratila.

Početne vrednosti koeficijenata unutrašnjeg prigušenja torzionih oscilacija (strukturnog prigušenja u materijalu kolenastog vratila) će se usvojiti na osnovu poluempirijskih preporuka datih u referenci [5]. Unutrašnje prigušenje će se, kao i spoljašnje, tretirati na pojednostavljen način (za koji je utvrđeno da daje zadovoljavajuće rezultate proračuna), kao viskozno prigušenje proporcionalno trenutnoj ugaonoj brzini odgovarajućeg odsečka kolenastog vratila.

EDTS će se formirati poštujući sve postavljene zahteve kako se ne bi narušila jednakost kinetičke i potencijalne energije realnog oscilatornog sistema i njegovog ekvivalenta. Za procenu nepromenljivih momenata inercije elemenata EDTS koristiće se 3D modeli tih elemenata, a za početnu procenu torzione krutosti karakterističnih odsečaka metoda konačnih elemenata. Početni razgranati ETDS će se, po uobičajenim postupcima, redukovati na ETDS sa devet inercijalnih masa. Kako će se sopstvene frekvencije oscilovanja prethodno odrediti harmonijskom analizom izmerenih ugaonih brzina, ETDS sa devet inercijalnih masa će poslužiti da se primenom Holcerove metode odrede opšte forme prva tri oblika oscilovanja i približne lokacije čvorova oscilovanja.

U sklopu eksperimentalnog dela rada, pored merenja pritisaka u po jednom cilindru leve i desne strane motora, na osnovu dva postavljena davača položaja, enkodera i nazubljenog diska u kombinaciji sa Holovim (Hall) davačem, biće moguće da se naknadnom obradom izmerenih naponskih signala sa tih davača, procene trenutne ugaone brzine krajeva kolenastog vratila i relativno uvijanje krajeva kolenastog vratila, tokom radnog ciklusa motora. Merenje će se izvršiti u vremenskom domenu, a kasnijim procesiranjem će se sve izmerene veličine izraziti u funkciji ugla obrtanja prve mase EDTS, odnosno prvog odsečka kolenastog vratila. Rezultati ispitivanja motora se odnose na puno opterećenje, u opsegu brzinskih režima od 1300 min^{-1} do 2000 min^{-1} , sa korakom od po 50 min^{-1} .

Izmerene ugaone brzine će, kako je već rečeno, na samom početku poslužiti da se procene tačnije vrednosti frekvencija slobodnog oscilovanja za prva tri oblika oscilovanja realnog dinamičko-oscilatornog sistema, kao i kritični brojevi obrtaja. Sa ovim informacijama biće izvršena početna korekcija EDTS sa devet inercijalnih masa, kako bi se on što više približio realnom oscilatornom sistemu. Daljom redukcijom će se dobiti ETDS sa sedam inercijalnih masa, za koji je jedino moguće postaviti odgovarajuće diferencijalne jednačine matematičkog modela. Prvih šest inercijalnih masa će uključivati uticaje šest naspramnih parova cilindara, a poslednja sedma masa uticaj motorske kočnice. U daljem radu, izmerene ugaone brzine će poslužiti kao bazne funkcije za tačniju identifikaciju parametara EDTS, pri čemu će se u približavanju rezultata matematičkog modeliranja (optimizaciji) rezultatima neposrednog merenja iskoristiti Markvartova (Marquardt) metoda identifikacije nepoznatih parametara matematičkog modela. Pri optimizaciji razvijenog matematičkog modela kroz identifikaciju nepoznatih parametara EDTS, u velikoj meri će se oslanjati na bogata iskustva opisana u referenci [1]. Ovaj rad prof. dr M. Tomića, nastao u vreme kada su metode optimizacije matematičkih modela bile u samom povoju, svoj kvalitet i postignute rezultate je potvrdio kroz vrlo česta citiranja u stranoj i domaćoj stručnoj literaturi. I mnogi drugi istraživači sa naših prostora su u svojim radovima [4, 8, 15, 24] ugradili usvojene principe i bogata iskustva opisana u referenci [1].

O rezultatima identifikacije nepoznatih parametara EDTS će se zasebno diskutovati, sa posebnim akcentom na probleme koji su se pojavili zbog početne pretpostavke da su radni procesi po cilindrima identični procesima u cilindrima koji su indicirani. Sa identifikovanim ukupnim gubicima u motoru, biće procenjene vrednosti mehaničkog stepena korisnosti, što spada u grupu dragocenih podataka do kojih se ne dolazi na lak način. U istu grupu dragocenih podataka spadaju i procenjeni koeficijenti unutrašnjeg prigušenja u materijalu kolenastog vratila, koji bi u pravom smislu trebalo da odslikaju nivo dopunskih napreznja kolenastog vratila izazvanih torzionim oscilacijama za različite brojeve obrtaja.

Sa identifikovanim EDTS i informacijama o vrednostima maksimalnih amplituda oscilovanja dobijenim neposredno, iz razvijenog matematičkog modela, za identifikovane čvorove oscilovanja će biti procenjen nivo torzionih oscilacija u ispitivanom sistemu. Pri tome će biti dat kraći kritički osvrt na nedostatke uobičajeno korišćenih metoda ovakve procene, a analiziraće se i svi uticajni faktori na nivo torzionih oscilacija u sistemu, koji će ukazati i na uspešnost procene nivoa torzionih oscilacija u sistemu samo na osnovu rezultata harmonijske analize izmerenih ugaonih brzina.

Nabrojane aktivnosti će biti izložene u okviru pojedinih poglavlja i priloga sa osnovnom idejom da se te celine logički nadovezuju jedna na drugu. Redosled tih poglavlja (tačaka) i priloga, uključujući i ovo poglavlje, predstavlja u stvari strukturu ovog rada, i ona izgleda ovako:

1. Uvod.

2. **Metodologija eksperimentalnih ispitivanja i obrade izmerenih podataka.** U sklopu ovog poglavlja biće detaljno opisana osnovna postavka na kojoj je zasnivan eksperimentalni deo rada, primenjena merna oprema i sva naknadna procesiranja izmerenih analognih signala radi dobijanja željenih informacija o: tokovima pritisaka u dva cilindra na naspramnim stranama motora, ugaonim brzinama na krajevima

kolenastog vratila i relativnom uvijanja krajeva kolenastog vratila. Svi izmereni parametri će biti izraženi u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila, i biće direktno povezani sa radnim procesom prvog levog cilindra na motoru.

3. Dinamika oscilatornih sistema sa motorom SUS kao njihovim sastavnim delom. U okviru ovog poglavlja biće detaljno izloženi matematički modeli koji opisuju kretanja u dinamičko-oscilatornom sistemu motor–kočnica. Analiziraće se dva slučaja: kada se kolenasto vratilo motora posmatra kao elastičan element i kada se kolenasto vratilo posmatra kao kruto telo. Ovi modeli se baziraju na Lagranž–Dalamberovim (Lagrange–D’Alambert) jednačinama kretanja, druge vrste. Sastavni deo ovog poglavlja je i prikaz rezultata proračunatih promenljivih tokova momenata inercije složenog krivajnog mehanizma i celog kolenastog vratila. Pošto je postupak verifikovan kroz objavljenu referencu [74] gde je izvršena i detaljna analiza dobijenih rezultata, svi ti detalji se u ovoj disertaciji neće ponavljati. Međutim, u okviru **Priloga A** će biti izloženi osnovni principi i date jednačine proračuna, radi pogodnosti pri eventualnoj primeni u nekim budućim ispitivanjima. Kako se postupak određivanja promenljivih momenata inercije zasniva na analizi kretanja elemenata krivajnog mehanizma (klipnjača i klipova), u **Prilogu B** će biti date jednačine kinematike složenog krivajnog mehanizma i kraća analiza nekih specifičnosti tog mehanizma. Na kraju ovog poglavlja će biti opisane pogodnosti koje pruža procedura Furijeove harmonijske analize i sinteze tabličnih funkcija radnih procesa izraženih u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila, na koju se oslanja razvijeni matematički model, a i baziraju neke analize tokom daljeg izlaganja. Odgovarajuće jednačine i sugestije kako Furijeov trigonometrijski polinom primeniti pri aproksimaciji tabličnih, periodičnih funkcija radnog procesa motora, biće dati u **Prilogu C**.

4. Momenati koji se generišu u dinamičko-oscilatornom sistemu sa motorom SUS kao njegovim sastavnim delom. Cilj ovog poglavlja je da se definišu jednačine i opišu postupci određivanja svih značajnijih momenata koji zajedničkim delovanjem diktiraju dinamiku ispitivanog oscilatornog sistema sa motorom SUS kao njegovim sastavnim delom. Pored momenata gasnih i inercijalnih sila, za koje se usvaja da su pobudni momenti u pravom smislu te reči, kombinovanjem matematičkog modeliranja i neposrednog merenja biće učinjen pokušaj da se što tačnije procene momenti koji se sa kolenastog vratila odvođe za pogon pomoćnih uređaja na motoru, bez posebnog razmatranja trenja koje se pri tome javlja, kao i trenja vezanih za klipnu grupu i uležištenja kolenastog vratila.

5. Prigušenja torzionih oscilacija. Problemima prigušenja torzionih oscilacija (kako spoljašnjeg tako i unutrašnjeg), kroz teoretski pristup ovim problemima, pažnja će se posvetiti u ovom poglavlju rada. U cilju sagledavanja kompleksnosti problema spoljašnjih prigušenja, biće izložen detaljniji model izvorišta trenja u motoru.

6. Analiza međusobne zavisnosti pobudnih momenata i ugaonih brzina kolenastog vratila i određivanje sopstvenih frekvencija oscilovanja dinamičko-oscilatornog sistema sa motorom SUS kao njegovim sastavnim delom. Pokazaće se da se harmonijskom analizom izmerenih ugaonih brzina može doći do podataka o rezonantnim režimima rada motora, a onda i o sopstvenim frekvencijama oscilovanja ispitivanog dinamičko-oscilatornog sistema. Posebna pažnja će biti posvećena analizi međusobne zavisnosti harmonika pobudnih momenata i odgovarajućih harmonika izmerenih ugaonih brzina koji se budu pokazali kao dominantni pri određenom broju

obrtaja motora, i mogućnostima i da se napravi direktna veza između ove dve kategorije dobijenih podataka.

7. Definisanje ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema. Nakon prvog dela u kome će se opisati osnovni principi koje treba uzeti u obzir pri definisanju EDTS za bilo koji realni dinamičko-oscilatorni sistem, u drugom delu ovog poglavlja će se opisati procedura definisanja EDTS za dinamičko-oscilatorni sistem koji je ispitivan u ovom radu. Prethodno pravilno definisan EDTS predstavlja osnovni preduslov za korektno određivanje sopstvenih frekvencija oscilovanja, formi sopstvenog oscilovanja i približnih lokacija čvorova oscilovanja. Zahvaljujući povoljnoj okolnosti da su sopstvene frekvencije oscilovanja već poznate, ovaj parametar će biti iskorišćen da se što vernije proceni elementarni EDTS (bez prigušenja) sa devet inercijalnih masa, a na osnovu njega i redukovani EDTS sa sedam inercijalnih masa. Već je pomenuto da se uvođenje redukovanog EDTS sa sedam inercijalnih masa pokazalo kao neophodno, jer je samo za takvu formu EDTS, u ovom slučaju, moguće postaviti diferencijalne jednačine matematičkog modela.

8. Identifikacije nepoznatih parametara matematičkog modela u kojem se kolenasto vratilo motora smatra elastičnim telom. Postupak identifikacije nedovoljno i orijentaciono poznatih parametara matematičkog modela se, u ovom radu, zasnivao na metodi koja je poznata kao metoda Markvarta. Kraći, teoretski, osvrt na probleme identifikacije uopšte, i specifičnostima Markvartovog algoritma koji ovoj metodi daju prednost pri motorskim ispitivanjima u odnosu na ostale metode, biće izloženi na početku ovog poglavlja. U nastavku će biti prikazani rezultati istraživanja vezani za konkretan dinamičko-oscilatorni sistem na koji se oslanja ovaj rad. Posebna pažnja će biti posvećena parametrima nazvanim „koeficijenti korekcije momenata gasnih sila“. Tek nakon njihovog uvođenja stvoreni su uslovi da se rezultati matematičkog modeliranja značajnije približe rezultatima neposrednog merenja. Detaljno će se razmatrati svi uticajni faktori koji ukazuju na mogućnost da oni odražavaju realnu fizikalnost sistema, čime se početna pretpostavka o približnoj ujednačenosti radnih procesa po cilindrima ispitivanog motoru pokazala kao neodrživa. Usvojeni princip korekcije momenata gasnih sila je nastao nakon analize uticaja varijacija u ciklusnoj količini goriva i uglu predubrzigavanja na radni proces motora, korišćenjem simulacionog programa BOOST firme AVL. Detaljniji rezultati te analize će biti prikazani u **Prilogu D** ovog rada. Mora se skrenuti pažnja da uvođenje ovih koeficijenata nije bilo planirano u samom startu, ali bi njihov realan smisao predstavljao logičan odgovor na mnoge probleme koji su uočeni pri razvoju familije motora kojoj pripada i motor na kome je u ovom radu vršen eksperiment. U sklopu ove tačke će biti prikazani rezultati identifikacije baznih parametara EDTS (konstantni momenti inercije, torzione krutosti virtuelnih vratila), ukupno trenje u ispitivanom sistemu, mehanički stepen korisnosti i koeficijenti unutrašnjeg (strukturnog) prigušenja u kolenastom vratilu motora. Posebnu vrednost bi mogli predstavljati upravo identifikovani koeficijenti unutrašnjeg (strukturnog) prigušenja u kolenastom vratilu motora, koji se obično svrstavaju grupu dragocenih podataka, zbog činjenice da se do njih teško dolazi.

9. Određivanje dopunskih naprezanja na uvijanje pri rezonantnim režimima rada. Identifikovane torzione krutosti virtuelnih vratila EDTS na kojima se nalaze identifikovani čvorovi oscilovanja i maksimalne amplitude torzionih oscilacija oko tih čvorova procenjene na osnovu rezultata matematičkog modela, će omogućiti da se dâ opšta slika o nivou dopunskih naprezanja na uvijanje pri rezonantnim režimima rada, za

ispitivani dinamičko-torzioni sistem. Posebna pažnja će se posvetiti prednostima ovakvog pristupa u odnosu na tradicionalne metode procene dopunskih napreznja na uvijanje pri rezonantnim režimima rada. U sklopu ove tačke biće data i detaljna analiza dosta kompleksne zavisnosti nivoa torzionih oscilacija od svih faktora koji utiču na to da neki rezonantni brzinski režimi predstavljaju kritične brzinske režime, a neki ne. Ovim će se potvrditi efikasnost harmonijske analize izmerenih ugaonih brzina kolenastog vratila u tačnom predviđanju kritičnih brzinskih režima, pošto su takve informacije u ugaonim brzinama kolenastog vratila direktno sadržane.

10. Zaključci i predlozi za dalji rad. U ovom poglavlju će se sumarno prikazati svi bitni zaključci dobijeni iz teoretskog razmatranje i eksperimentalne provere usvojenih teoretskih principa. Svi uočeni nedostaci matematičkog modeliranja i eksperimentalnog ispitivanja, kao i predlozi načina da se predupređenjem tih nedostataka dobiju što tačnije vrednosti ulaznih i izlaznih parametara matematičkog modela, biće dati u predlozima smernica za dalji rad. U tom smislu, kao najvažnija smernica, nameće se potreba nastavka eksperimenta u sklopu daljih istraživanja ispitivanog motora koji je još uvek na nivou prototipa. Ovim bi se utvrdilo u kojoj meri je u identifikovanim koeficijentima korekcije momenata gasnih sila sadržano njihovo realno fizičko značenje, a u kojoj meri kumulativna greška merenja, numeričkog procesiranja i ostalih nesavršenosti razvijenog matematičkog modela. Eventualna potvrda realnog fizičkog značenja identifikovanih koeficijenata korekcije momenata gasnih sila, odnosno neujednačenosti radnih procesa po cilindrima koji proističu iz njih, odredila bi budući pravac istraživanja ispitivanog prototipa motora, u vidu razmatranja mogućnosti i rešenja da se uočeni nedostaci otklone.

Prilog A Proračun promenljivih momenata inercije.

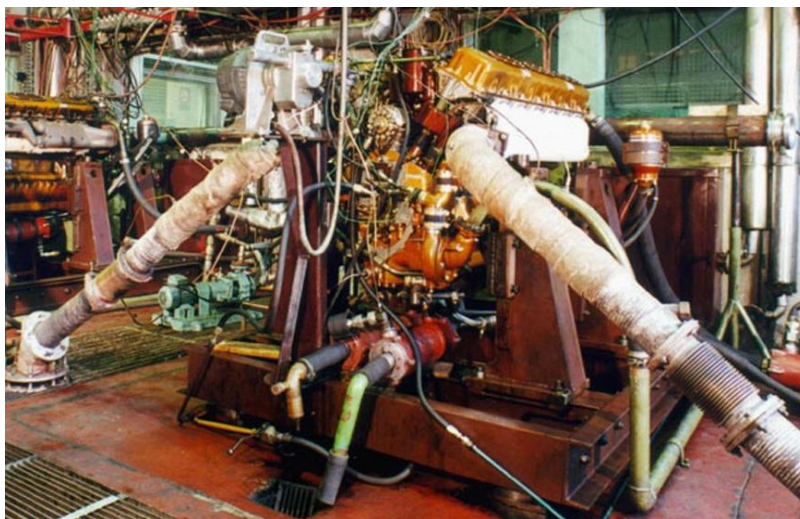
Prilog B Kinematika složenog klipnog mehanizma.

Prilog C Aproksimacija periodičnih funkcija radnog procesa Furijeovim trigonometrijskim polinomom.

Prilog D Rezultati simulacije uticaja poremećaja u procesu ubrizgavanja goriva na radni proces primenom programa za simulaciju radnog procesa.

2. Metodologija eksperimentalnih ispitivanja i obrade izmerenih podataka

U ovoj tački će biti izloženi postupci merenja na osnovu kojih su dobijeni tokovi ugaonih brzina, relativnog uvijanja krajeva kolenastog vratila i pritisaka u dva cilindra motora. Ispitivanja su izvršena na dizel-motoru sa dvanaest cilindara u V rasporedu. Na slici 2.1 prikazan je motor na probnom stolu za ispitivanje, a u tabeli 2.1 su date osnovne karakteristike motora.

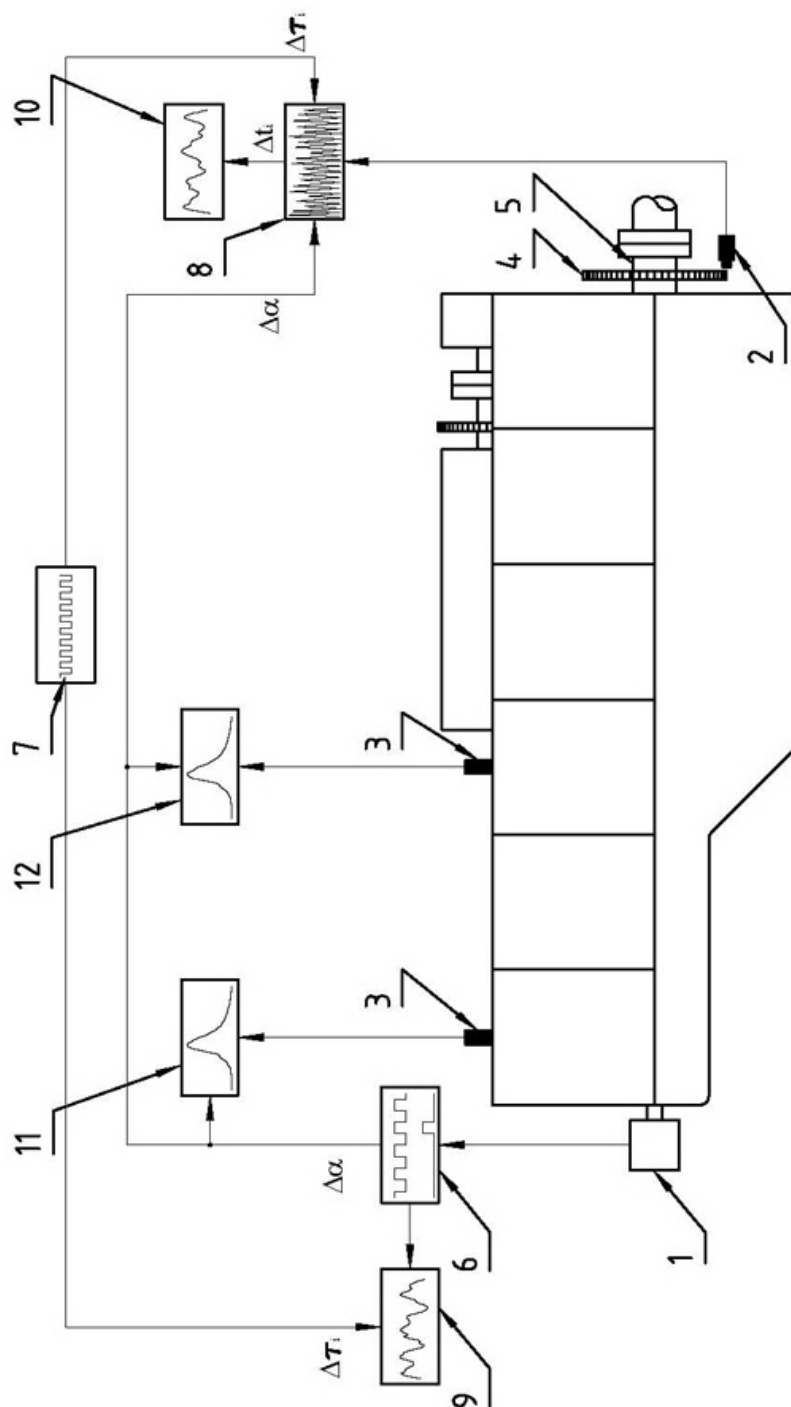


Slika 2.1 – Motor V46-X na probnom stolu

Tabala 2.1 – Osnovni tehnički podaci motora V46-X

taktnost	četvorotaktni dizel motor
broj cilindara i gradnja	12 cilindara u V rasporedu pod uglom 60°
ubrizgavanje	P507 linijska pumpa visokog pritiska sa mehaničkim svrežimskim regulatorom
deklarisana max.snaga	882 kW pri 2000 min ⁻¹
deklarisani max. moment	5000 Nm pri 1300 do 1400 min ⁻¹
specifična efektivna potrošnja	225 g/kW·h
klipni mehanizam	složeni sa velikom glavnom i malom pomoćnom klipnjačom
prečnik cilindra (klipa)	150 mm
hod klipa u levom bloku cilindara	180 mm
hod klipa u desnom bloku cilindara	186,74 mm
stepen kompresije u levom bloku cilindara	13,54
stepen kompresije u desnom bloku cilindara	13,65
zapremina cilindara	38,88 dm ³
prehranjivanje	dva turbo-kompresora proizvođača SHWITZER sa međuhladnjakom (oznaka kompresora S4T 122 70BY i turbine 110 N7)
redosled paljenja	1L-6D-5L-2D-3L-4D-6L-1D-2L-5D-4L-3D

2.1 Opis merenja i korišćene merne opreme



Legenda:

- 1 – inkrementalni enkoder
- 2 – Holov davač
- 3 – piezo električni davač pritiska
- 4 – nazubljeni disk
- 5 – kolenasto vratilo
- 6 – naponski impulsi sa inkrementalnog enkodera
- 7 – naponski impulsi sa unutrašnjeg tajmera uređaja CompactDAQ-9178 rezolucije 1 MHz
- 8 – naponski impulsi sa nazubljenog diska na kolenastom vratilu

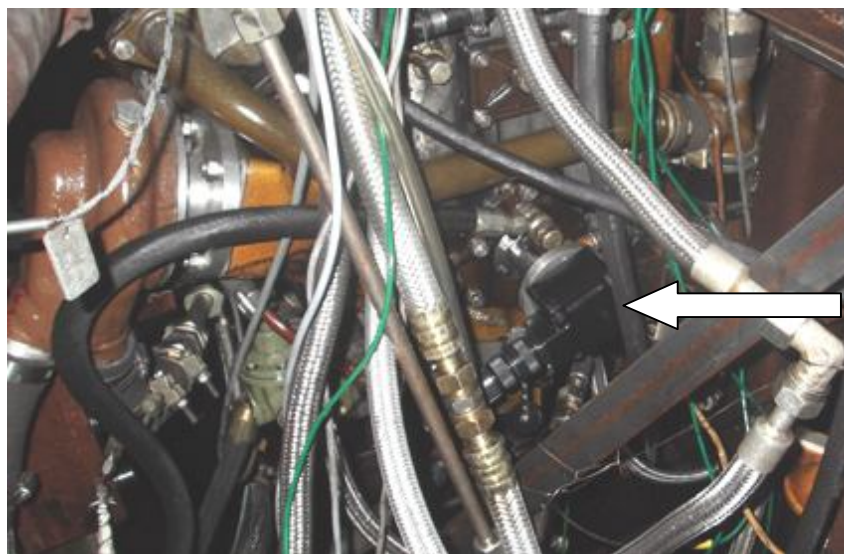
- 9 – ugaona brzina slobodnog kraja KV
- 10 – ugaona brzina kraja KV prema kočnici
- 11 – tok pritiska u 1L cilindru
- 12 – tok pritiska u 3D cilindru

$\Delta\alpha$ – ugaona podela na enkoderu

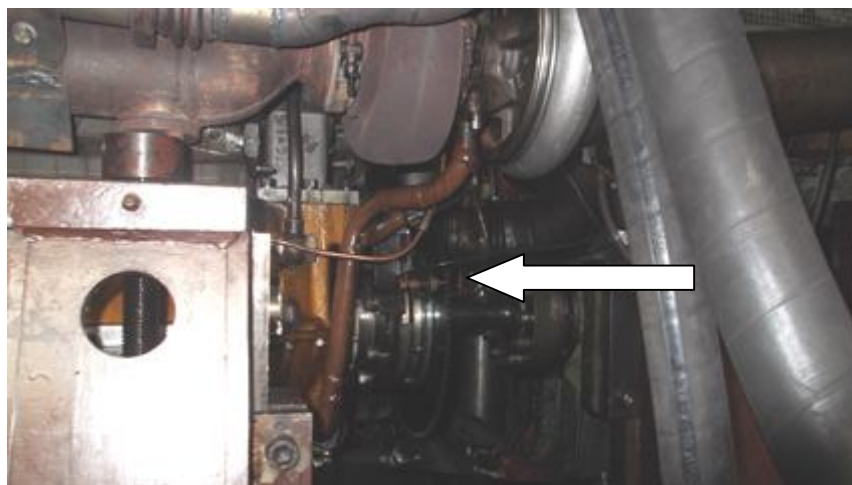
$\Delta\tau_i$ – vreme između naponskih impulsa sa inkrementalnog enkodera

Δt_i – vreme između nailaska zuba nazubljenog diska

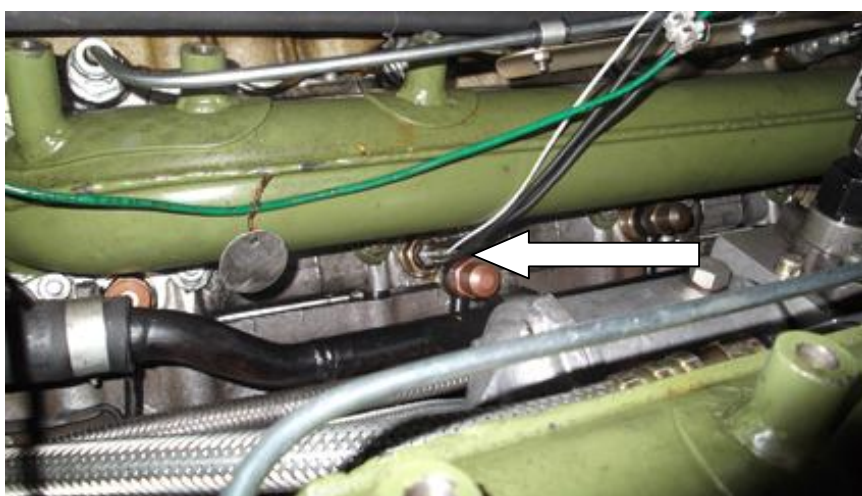
Slika 2.2 – Blok šema merne instalacije



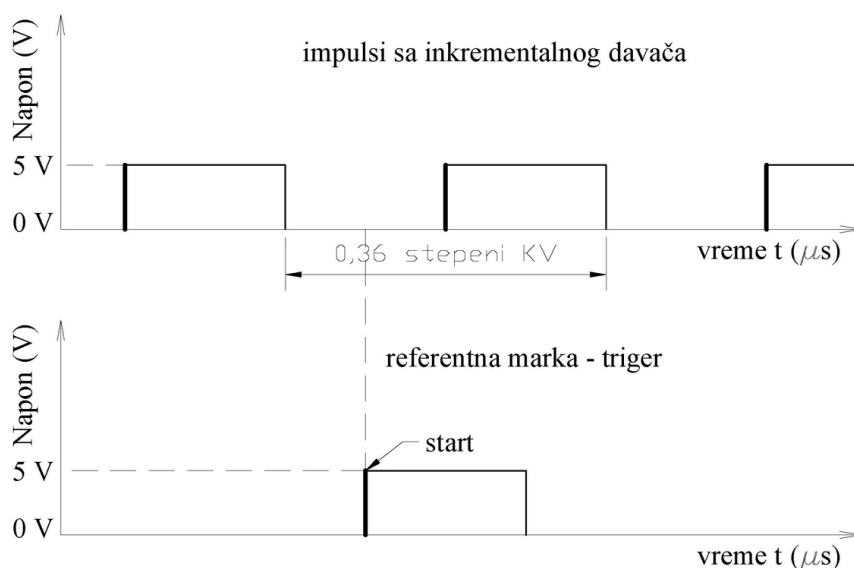
Slika 2.3 – Obrtni optoelektronski inkrementalni davač položaja HD 25 (NortStar) postavljen na slobodnom kraju kolenastog vratila



Slika 2.4 – Holov davač u neposrednoj blizini nazubljenog diska, postavljenog na kraju kolenastog vratila prema kočnici



Slika 2.5 – Piezo električni davač pritiska postavljen na prvom levom cilindru motora



Slika 2.6 – Pravougaoni naponski impulsi sa inkrementalnog davača na kolenastom vratilu



Slika 2.7 – Uređaj CompactDAQ-9178 proizvođača National Instruments

Na slici 2.2 je prikazana uprošćena blok šema merne instalacije koja je korišćena tokom eksperimenta. Merenje se zasnivalo na istovremenoj akviziciji četiri analoga naponska signala, u vremenskom domenu, sa senzora postavljenih na motoru, i to:

Naponski signali u obliku niza četvrtastih impulsa generisanih u obrtnom optoelektronskom inkrementalnom davaču (enkoderu) koji je bio vezan za prednji kraj kolenastog vratila, tako da se sklop disk enkodera–osovinica obrtao zajedno sa kolenastim vratilom. Na blok šemi merne instalacije (slika 2.2) pozicija enkodera je označena brojem 1. Enkoder čija obrtna osovina je bila povezana sa slobodnim krajem kolenastog vratila, a telo fiksirano za blok motora, prikazan je na slici 2.3. Korišćen je „heavy duty“ enkoder proizvođača NortStar (Dynapar) oznake HD25 sa ugaonom rezolucijom od $0,36^\circ$ KV i pravougaonim naponskim signalima od 0 do maksimalnih +5V na izlazu. Za jedan obrtaj kolenastog vratila motora na enkoderu je generisan niz od 1000 impulsa i jedna referentna marka (slika 2.6).

– Naponski signal generisan u Holovom davaču postavljenim u neposrednoj blizini nazubljenog diska. Disk je bio čvrsto vezan za kraj kolenastog vratila prema kočnici (pozicija 2 na blok šemi sa slike 2.2 i slika 2.4) i okretao se zajedno sa njim.

– Dva naponska signala generisana u prinudno hlađenim piezo električnim davačima pritiska koji su postavljeni u prvom levom (1L) i trećem desnom (3D) cilindru motora (pozicija 3 na blok šemi sa slike 2.2). Piezo električni davač pritiska postavljen tako da meri pritisak u prvom levom cilindru motora, prikazan je na slici 2.5. Davač je uvrnut u navojni otvor namenjen nepovratnom ventilu za startovanje motora vazduhom pod pritiskom. Senzor je hlađen destilovanom vodom.

Naponski signali ugaonih impulsa, kao i ostali analogni signali, prosleđivani su sa enkodera na akvizicioni sistem CompactDAQ-9178 proizvođača National Instruments (slika 2.7). Na uređaj CompactDAQ-9178 su tokom eksperimenta bili postavljeni sledeći moduli:

– NI 9211 i NI 9313 za merenje temperatura radnih fluida (tečnosti za hlađenje, ulja za podmazivanje, nadpunjenog vazduha i goriva), kao i temperatura izduvnih gasova.

– NI 9223 za merenje signala sa piezo davača i signala sa enkodera kao analognih signala.

– NI 9411 za uvođenje signala sa enkodera u CompactDAQ-9178 kao digitalnih signala.

– NI 9215 za merenje srednjeg broja obrtaja, srednjeg momenta na kočnici i signala sa Holovog davača.

– NI 9237 za merenje signala sa davača na bazi mernih traka, kojim su mereni pritisci ulja u magistralama prema prečistaču i prema hladnjaku ulja.

Akvizicioni sistem CompactDAQ-9178 je bio povezan sa personalnim računarom, na kome je bio instalisan programski paket LabView. Za potrebe ovih merenja razvijena je posebna aplikacija u programskom okruženju LabView. Ta aplikacija je omogućavala da se sa merenjem započne onog trenutka kada je akvizicioni uređaj CompactDAQ-9178 prvi put registrovao nailazak uzlazne ivice signala referentne marke (slika 2.6 dole). Ovim je obezbeđeno da se sa akvizicijom podataka svaki put započne pri određenom uglu (poziciji) kolenastog vratila. S obzirom da radni ciklus četvorotaktnih motora traje koliko i dva obrtaja kolenastog vratila, postojala je mogućnost da se početne tačke kod dva različita merenja razlikuju za jedan obrt kolenastog vratila. Međutim, ova neusklađenost se mogla ispraviti naknadnim procesiranjem, i to „odsecanjem“ početnih delova datoteka kod kojih se sa merenjem krenulo ranije u odnosu na odabranu referentnu poziciju. U ovom radu je primenjen kriterijum „odsecanja“ početaka izvornih datoteka, tako da se nakon toga pikovi naponskih signala sa piezo električnog davača postavljenog u prvom levom cilindru, u svim datotekama nalaze na približno istoj poziciji u vremenskom domenu. Kaže se približno istoj poziciji pošto pozicija pikova pritiska varira sa brojem obrtaja motora.

Frekvencija uzorkovanja je usklađena sa rezolucijom unutrašnjeg tajmera uređaja CompactDAQ-9178 od 1 MHz. Ukupno vreme uzorkovanja je ograničeno na 1s, što znači da je u svakoj od dobijenih datoteka, za svaki od merenih analognih signala, bilo sadržano 10^6 podataka po kanalu izmerenih u realnom vremenu. Tih 10^6 podataka po kanalu izmerenih u realnom vremenu, značilo je da su u jednoj datoteci sadržani podaci o 10 (na 1300 min^{-1}) do 16 (na 2000 min^{-1}) uzastopnih radnih ciklusa. Osrednjavanjem

podataka iz samo jedne datoteke, dobijeni su podaci za dovoljno reprezentativan srednji ciklusa. S obzirom da je stohastičnost radnih procesa kod dizel-motora daleko manje izražena nego kod motora sa upaljenjem smeše varnicom (oto), izabranim trajanjem snimanja je napravljen kompromis između realnih potreba i veličine dobijenih datoteka.

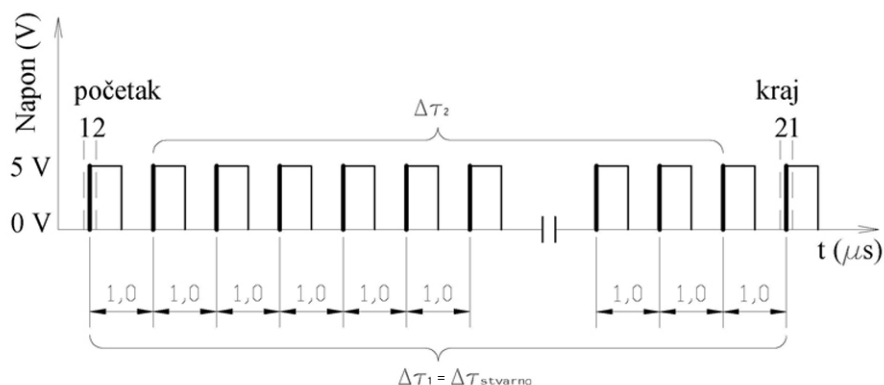
Može se uočiti da se osnovni koncept merenja nije zasnivao na direktnom izražavanju izmerenih veličina u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila, već u funkciji realnog vremena. Tek naknadnim procesiranjem podataka izraženih u funkciji realnog vremena, dobijena je tražena zavisnost od ugla obrtanja kolenastog vratila, tačnije rečeno od ugla obrtanja odgovarajuće mase odsečka kolenastog vratila. Direktna zavisnost izmerene ugaone brzine na enkoderu i ugla obrtanja kolenastog vratila se, u principu, mogla dobiti sa LabView aplikacijama u kojima se signali sa enkodera posmatraju kao digitalne veličine [4, 15, 24]. Tada se signal triger sa enkodera koristi za startovanje merenja, a uzlazne (ili silazne) ivice niza četvrtastih signala za merenje analognih veličina u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila (slika 2.6). Međutim, za sinhronizaciju merenja u tom slučaju bi se na uređaj CompactDAQ-9178 morali postaviti dodatni moduli [15, 24], koje autor ovog rada nije mogao da obezbedi. Upravo na osnovu procenjenog vremena proteklog između inkremenata enkodera, određivan je promenljiv tok ugaone brzine na mestu gde je enkoder ugrađen (slobodan kraj kolenastog vratila). Kompromisno rešenje je iznađeno u sinhronizovanom merenju u vremenskom domenu svih analognih signala, pa i niza četvrtastih signala enkodera (slika 2.6). Naknadim procesiranjem ove ogromne datoteke iz vremenskog domena su prevedene u znatno manje datoteke osrednjenog ciklusa, ili pak svakog pojedinačnog ciklusa, sa po 2000 tačaka po kanalu i u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila. Početna tačka, u svim tim novim datotekama, je odgovarala istoj poziciji kolenastog vratila i istoj fazi radnog procesa.

Osnovna mana primenjenog koncepta je korišćenje unutrašnjeg tajmera uređaja CompactDAQ-9178 dosta male frekvence od 1 MHz za uzorkovanje izmerenih podataka, što se direktno odražavalo na tačnost procenjenog vremena između inkremenata na enkoderu, a samim tim i na tačnost izmerenih ugaonih brzina. O proceni greške merenja ugaonih brzina, više reči će biti kasnije.

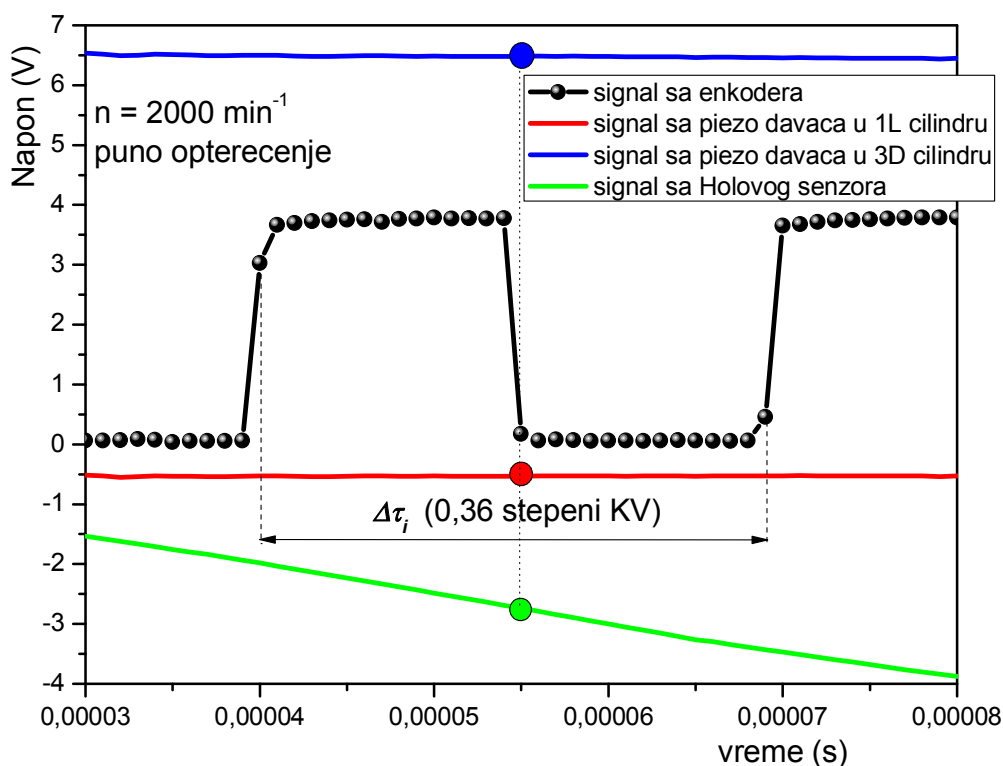
2.2 Određivanje promenljivog toka ugaonih brzina KV

Detaljan pregled osnovnih tehnika i principa pri merenju ugaone brzine kolenastog vratila motora dat je u referenci [33]. Ovde se, silom prilika, moralo otići i korak dalje, pa je razvijen originalan postupak obrade „sirovih“ signala sa nazubljenog diska i Holovog senzora, kako bi se eliminisale sistematske greške meranja proistekle iz specifičnosti samog objekta ispitivanja, tj. motora. Metoda je verifikovana kroz objavljenu referencu [34], a može se primeniti i na slučajeve primene senzora srodnih Holovom senzoru, kao što je induktivni senzor sa napajanjem.

Merenje promenljivog toka ugaone brzine slobodnog kraja kolenastog vratila se zasnivalo na merenju promenljivog parametara koji će ovde biti označen sa $\Delta\tau_i$, a koji predstavlja vremenski interval između dva susedna inkrementa enkodera. Već je rečeno da je uzorkovanje merenih veličina bazirano na unutrašnjem tajmeru uređaja CompactDAQ-9178 rezolucije 1 MHz. Unutrašnji tajmer je proizvodio pravougaone naponske signale od 0 do maksimalno +5V sa periodom od po $1,0 \cdot 10^{-6}$ s (slika 2.8).



Slika 2.8 – Naponski impulsi unutrašnjeg tajmera uređaja CompactDAQ-9178



Slika 2.9 – Izmereni analogni naponski signali i registrivane uzlazne i silazne ivice naponskih impulsa unutrašnjeg tajmera uređaja CompactDAQ-9178

Vremenski interval $\Delta\tau_i$ određivan je prostim brojanjem tačaka, odnosno registrovanih impulsa unutrašnjeg tajmera (na slici 2.9 su predstavljeni crnim kružićima) između dve susedne uzlazne ivice signala sa enkodera, tj. tokom svakog elementarnog perioda od 0,36 stepeni kolenastog vratila. Usvojeno je da je signal sa enkodera na uzlaznoj ivici ako napon u posmatranoj tački raste u odnosu na prethodnu tačku i ima vrednost veću od 0,2 V. Prag od 0,2 V je usvojen na osnovu analize „sirovog“ signala kako bi se izbegla mogućnost lažne identifikacije uzlazne ivice signala sa enkodera usled fluktuacija napona oko nulte vrednosti (slika 2.9). Promenljivi tok ugaone brzine slobodnog kraja kolenastog vratila sada je moguće odrediti iz jednostavne jednačine:

$$\omega_i = \frac{\Delta\alpha}{\Delta\tau_i} = \frac{0,36 \cdot \frac{\pi}{180}}{\Delta\tau_i} \quad (2.1)$$

Vrednosti izmerenih napona sa ostalih kanala (piezo električni davači i Holovo davač) u trenucima registrovanih silaznih ivica signala sa enkodera su zadržane, a ostale međuvrednosti su odbačane. Zadržane vrednosti na slici 2.9 su obeležene kružićima iste boje kao i izmereni naponski signali. Ovim su sve izmerene veličine iz vremenskog domena prevedene u domen ugla obrtanja enkodera (tj. ugla obrtanja slobodnog kraja kolenastog vratila), uz istovremeno izračunavanje trenutne ugaone brzine na osnovu procenjenih vremenskih intervala $\Delta\tau_i$ između inkremenata enkodera. Dakle, u datotekama dobijenim u ovoj fazi obrade izmerenih signala zadržane su izmerene vrednosti u trenucima kada je na izmernom signalu sa enkodera registrovana silazna ivica. Istovremeno je izračunata trenutna ugaona brzina između susednih uzlaznih ivica, pri čemu je i ona locirana za silaznu ivicu između posmatrane dve uzlazne ivice, kao i ostale izmerene analogne veličine.

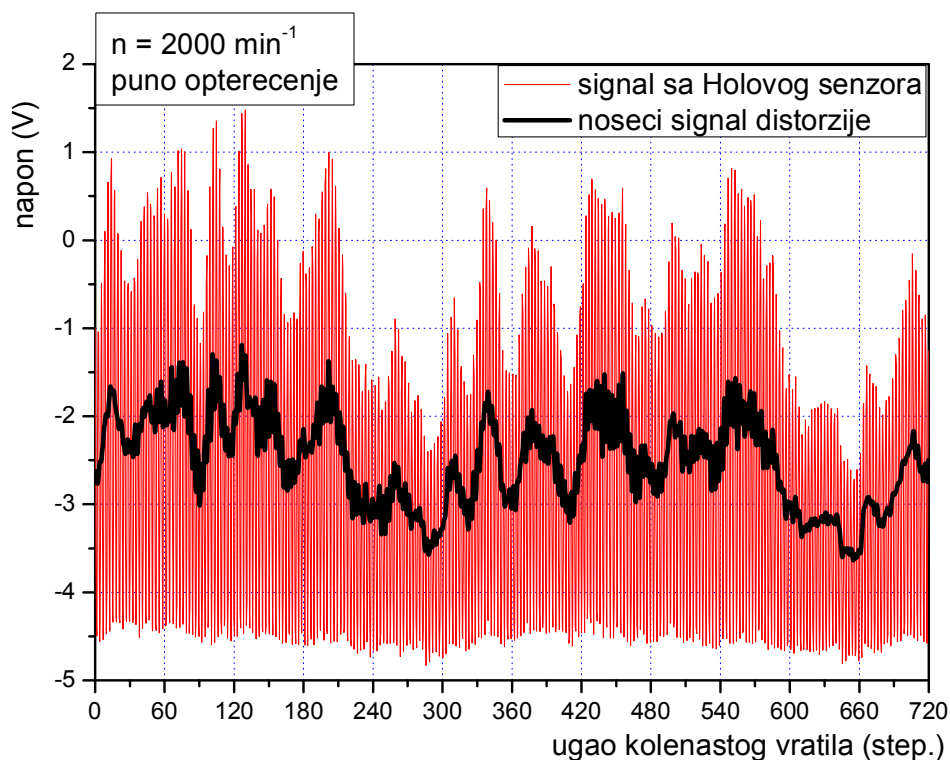
O grešci sa kojom je procenjena ugaona brzina slobodnog kraja kolenastog vratila prema opisanom postupku i upotrebljivosti ovako dobijene tablične funkcije, više reči će biti kasnije.

Obrada naponskog signala dobijenog sa mernog mesta Holov sensor – nazubljeni disk, tj. na kraju kolenastog vratila motora prema kočnici, predstavlja nešto složeniji proces. Kako se radi o signalu vrlo malih vrednosti napona, pre njegovog uvođenja u merni uređaj CompactDAQ-9178 i memorisanja, bilo ga je neophodno pojačati. Za pojačavanje ovog signala je ikoristišćen akvizicioni sistem starije generacije ADS 2000 (slika 2.10). Primenjeni Holov sensor je originalno idejno i konstruktivno rešenje pokojnog profesora dr Radeta Jankova, kao i akvizicioni sistem ADS 2000. Uz isporučeni senzor nisu date njegove karakteristike, ali je funkcionalnost uređaja proverena, a kasnije i više puta potvrđena, kroz serije merenja ugaonih brzina kolenatog vratila motora i bregastog vratila pumpe visokog pritiska.

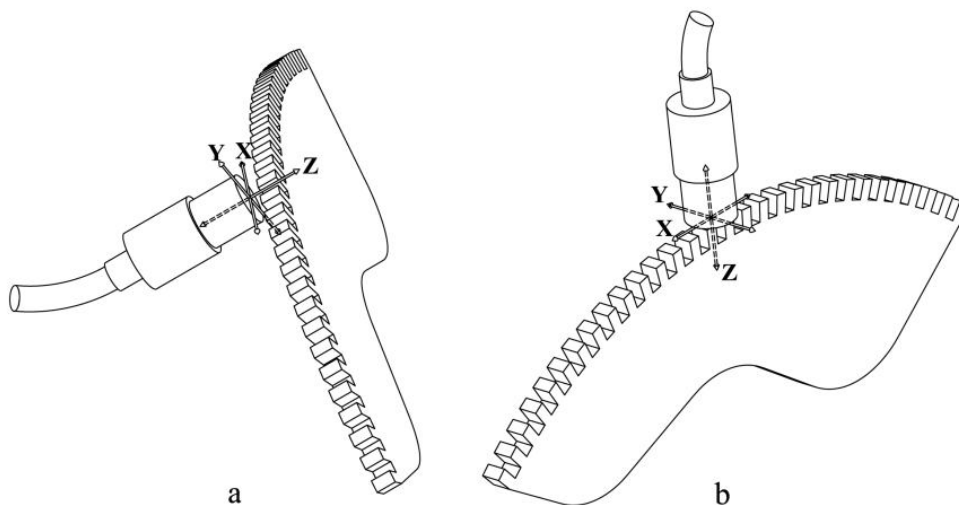


Slika 2.10 – Akvizicioni sistem starije generacije ADS2000

Pojačani signali fluktuacije napona dobijenih sa Holovog senzora su prikazani su na slici 2.11. Podebljanom linijom na tim dijagramima prikazan je tzv. „noseći signal distorzije“, o kome će više reči biti kasnije.



Slika 2.11 – Naponski signali dobijeni obradom signala sa Holovog senzora



Slika 2.12 – Aksijalni (a) i radijalni (b) položaj davača u odnosu na nazubljeni disk

Izrazito nepravilan oblik signala prikazanog na slici 2.11, koji značajno odstupa od očekivanog kvazi-sinusnog oblika, posledica je niza faktora, i to:

1) Radijalno bacanje oboda nazubljenog diska u odnosu na osu okretanja. Ova pojava izaziva promene rastojanja između diska i Holovog pretvarača, čime se dobija neželjena informacija u izlaznom signalu. Uzrok je greška u izradi ili montaži nazubljenog diska. Posledica je da signal sa Holovog davača fluktuirá sa dve periode tokom jednog radnog ciklusa motora, što se može uočiti ako se detaljnije analizira slika 2.11.

2) Tačnost izrade ozubljenja. Praktična istraživanja firmi AUDI i BOSCH ukazuju da se tačnosti pri izradi nazubljenih diskova mora posvetiti posebna pažnja [35]. Naročito se ulažu naponi da ugaono odstupanje između susednih zuba nazubljenog diska bude što je moguće manje. Pored toga, dodatno se primenjuje posebna adaptivna korekcija kada se motor dovodi u režim prinudnog rada, tzv. „motoriranja“. Ugaona odstupanja između segmenata se tada proračunavaju na bazi precizno izmerenih vrednosti vremenskog perioda. Koristeći nisko propusni filter, izračunavaju se i memorišu odgovarajući korekcioni faktori, koji se kasnije uzimaju u obzir pri merenju ugaone brzine [35].

3) Radijalno pomeranje kolenastog vratila usled zazora u radijalnim ležištima.

4) Radijalno pomeranje kolenastog vratila usled elastičnih deformacija vratila i osloničkih ležajeva.

5) Neupravnost nazubljenog diska u odnosu na osu obrtanja. U situaciji kada je pretvarač postavljen aksijalno u odnosu na nazubljeni disk (slika 2.12 a), aksijalno pomeranje nazubljene ploče (z pravac na slici 2.12 a) je unosilo niskofrekventnu grešku u mereni signal (slika 2.11). Uzrok je greška u izradi ili montaži i aksijalno pomeranje kolenastog vratila zbog zazora u aksijalnom ležaju.

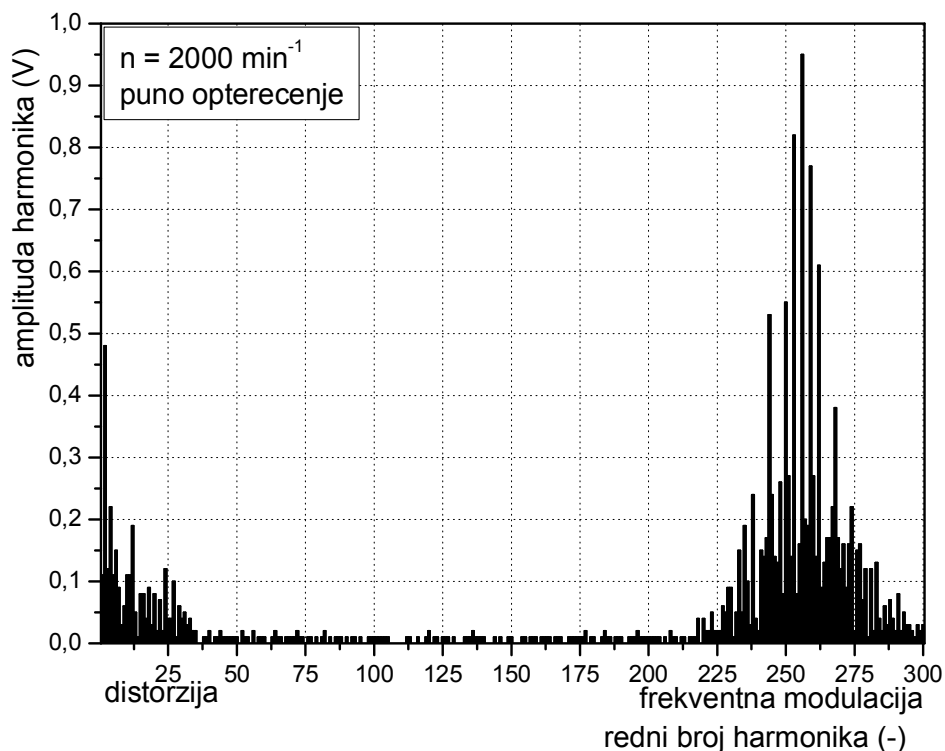
6) Relativno pomeranje Holovog senzora u odnosu na nazubljeni disk usled vibracija senzora. Holov sensor je za korpus motora bio fiksiran pomoću krutog nosača, što bi odgovaralo statičkom problemu grede uklještene na jednom kraju. Zbog visokog nivoa vibracija motora, nosač i Holov pretvarač su izloženi inercijalnim silama kao pobudi za dodatno oscilovanje u sva tri pravca (pravci x, y, z prikazani na slici 2.12). Frekventni spektar oscilacija Holovog senzora prvenstveno je zavisio od frekvence slobodnog oscilovanja sistema nosač–Holov sensor, koji se razlikuje od frekventnog spektra vibracija motora, odnosno nazubljenog diska.

7) Način montiranja Holovog senzora u odnosu na nazubljeni disk. Holov sensor je u ovom eksperimentu bio postavljen aksijalno u odnosu na nazubljeni disk (slika 2.12 a). Pri ovoj postavci, kada je nazubljeni disk nailazio pokraj senzora sa svojim međuzubljem, ispred pretvarača nije bio metal već okolni medijum (vazduh), pa je donji nivo signala na slici 2.11 skoro ravan. Kod „radijalne“ montaže pretvarača u odnosu na nazubljeni disk (slika 2.12 b) nailaskom međuzublja ispred pretvarača on bi detektovao prisustvo metala u podnožju zubaca, ali je to rastojanje bilo veće nego u slučaju prolaska vrhova zubaca. Amplituda signala je tada manja, pa izmereni signal poprima kvazi simetričnu formu. Radijalni položaj Holovog senzora u odnosu na nazubljeni disk (slika 2.12 b) se na ovom motoru primenjuje pri merenju ugaone brzine bregastog vratila PVP. Ugaona brzina bregastog vratila PVP u sklopu ovog eksperimenta nije merena, ali se detaljnija analiza posledica ovakvog uzajamnog položaja Holovog senzora i nazubljenog diska može naći u [34].

Kompleksan postupak obrada signala prikazanih na slici 2.11 i dobijanje željenih informacija o trenutnim vrednostima ugaonih brzina, mogao bi se podeliti na četiri ključne faze.

Prvo što je potrebno uraditi je analiza dobijenog naponskog signala primenom Furijeove (spektralne) analize, što je i prikazano na slici 2.13. Osnovni principi Furijeove (spektralne) analize tabličnih funkcija izraženih u funkciji obrtanja kolenastog vratila su objašnjeni u Prilogu C. Na dijagramu sa slike 2.13 se jasno uočava postojanje niskih

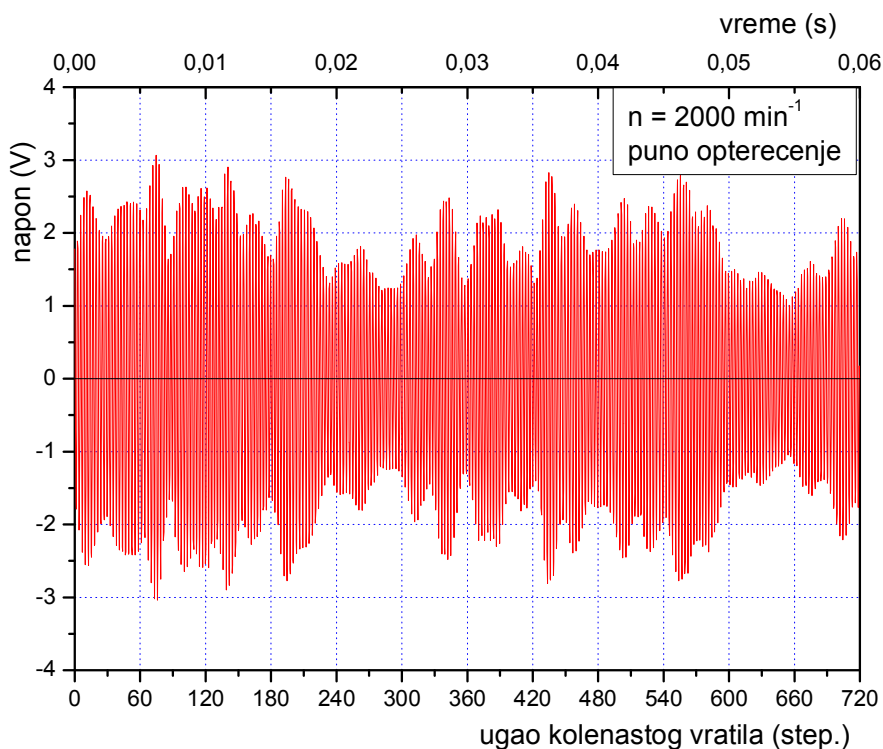
harmonika neočekivano velikih amplituda. Ovakav rezultat ne odgovara fizičkoj pojavi koja se analizira, ali obzirom na izobličenosť izmerenih „sirovih“ signala, drugačija situacija i nije moguća.



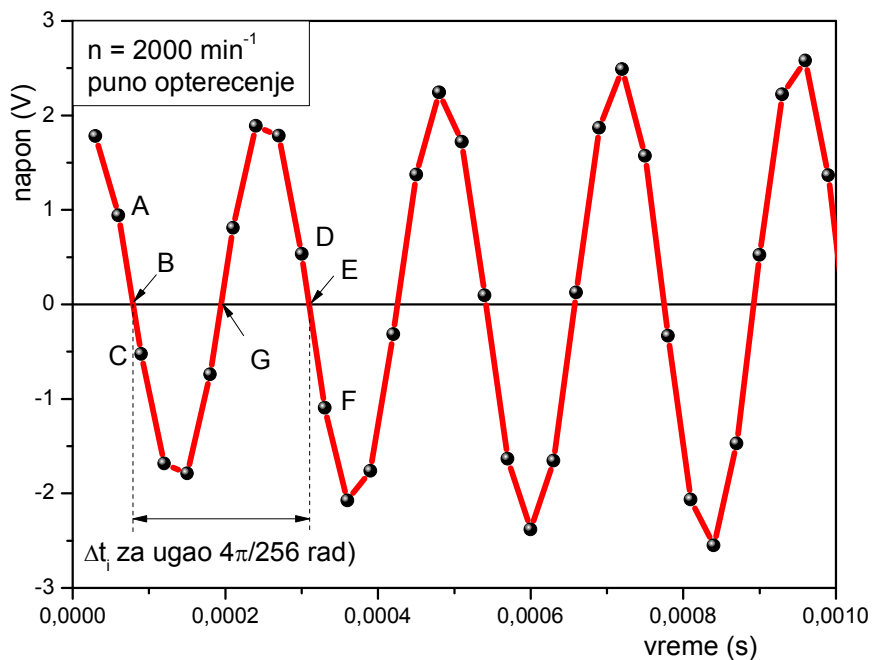
Slika 2.13 – Furijeova (spektralna) analiza signala sa Holovog davača

Sintezom prvih 40. harmonika dobija se kriva koja je na slici 2.11 prikazana debljom crnom linijom, gde je ona nazvana „noseći signal distorzije“, oko koje fluktuiraju vrednosti izmerenog napona. U „nosećem signalu distorzije“ su u velikoj meri superponirane sve značajnije sistemske greške merenja koje su i dovele do distorzije sirovog signala. Informacija o promeni ugaone brzine tokom jednog radnog ciklusa je, očigledno, sadržana u harmonicima oko 256. harmonika (slika 2.13), što je direktna posledica činjenice da je nazubljeni disk imao 128 zuba po obodu, proizvodeći 256 varijacija napona koje registruje Holov senzor tokom radnog ciklusa, tj. tokom dva obrtaja kolenastog vratila. Sintezna harmonika u neposrednoj okolini 256. harmonika (od 223. do 300.), predstavlja drugu fazu, tzv. „high-pass filtriranje“, u obradi ovih signala.

Ovaj radikalni rez je baziran na činjenici da signali dobijeni sa nazubljenog diska moraju imati osobine frekventne modulacije. Zna se da je frekventno modulisan signal prikazan u FFT spektru sličan amplitudno modulisanom signalu, ali generalno važi da frekventno modulisan signal sadrži mnogo više bočnih pojaseva („sidebands“) oko dominantne amplitude nego što je to slučaj sa amplitudno modulisanim signalom [36]. Na slici 2.13, a s obzirom na broj zubaca nazubljenog diska, to jedino mogu biti delovi spektra koji su zadržani primenom usvojenog high-pass filtera (oko 256. harmonika). Iako ovde nije korišćena klasična FFT analiza, izneseno pravilo uopšteno važi za sve varijante Furijeove analize, pa i za varijantu korišćenu u ovom slučaju. Kriva naponskih signala sa Holovog senzora nakon high-pass filtriranja je prikazana na slici 2.14.



Slika 2.14 – Naponski signali sa Holovog senzora nakon high-pass filtriranja



Slika 2.15 – Uvećan početni deo dijagrama na slici 2.14

Treću fazu predstavlja postupak koji se zasniva na tome da se apscisa na dobijenom dijagramu fluktuacija napona ponovo izrazi kao funkcije vremena (slika 2.14). Ova konverzija je ostvarena tako što je ugaona podela diktirana rezolucijom enkodera (0,36; 0,72; 1,08; ... stepeni ugla obrtanja) zamenjena parcijalnim sumama izmerenih vremenskih intervala između susednih inkremenata enkodera $\Delta\tau_i$. Na slici 2.14 je

prikazana uporedna zavisnost filtriranih fluktuacija naponskih signala, i u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila (donja apscisa) i u funkciji vremena (gornja apscisa). Ono što nije očigledno, a što je očekivano, to je da je dobijeni signal frekventno modulisan. Ali ono što je očigledno, a nije poželjno, to je da je i nepravilno amplitudno modulisan. To znači da zadržani harmonici sa slike 2.13 sadrže bočne pojaseve („sidebands“) karakteristične i za amplitudnu i za frekventnu modulaciju. Logično objašnjenje fenomena amplitudne modulacije je relativno pomeranje između Holovog senzora i nazubljenog diska (z pravci na slici 2.12), usled niza prethodno opisanih pojava. Pošto indukovani napon direktno zavisi od rastojanja između pretvarača i nazubljenog diska, malo relativno pomeranje pretvarača u odnosu na zubce nazubljenog diska u ovom pravcu (z) je dovelo do amplitudno modulisanog indukovnog napona u senzoru. Međutim, kao što će se kasnije videti, ključni faktor za procenu trenutne ugaone brzine vratila je frekventna modulacija naponskog signala kao posledica prolaska zubaca i međuzublja nazubljenog diska pored fiksiranog Holovog senzora. Samim tim prisutna amplitudna modulacija ne bi trebalo da ima veći, direktan uticaj na izmerene ugaone brzine vratila, a pošto je u frekventnom spektru superponirana sa bočnim pojasevima koji nose korisne informacije frekventne modulacije, praktično se ne može eliminisati. Međutim, ova konstatacija nikako ne važi za relativna pomeranja u druga dva pravca (x i y na slici 2.12). Pri tome se, pre svega, misli na relativno pomeranje u x pravcu. U trenutku kada ispred Holovog senzora upravo nailazi ivica zuba nazubljenog diska, sopstvene oscilacije senzora su se sasvim sigurno i u punoj meri superponirale sa frekventnim modulacijama signala nastalim usled realnog kretanja kolenastog vratila motora, što mora uticati na povećanje greške merenja ugaone brzine.

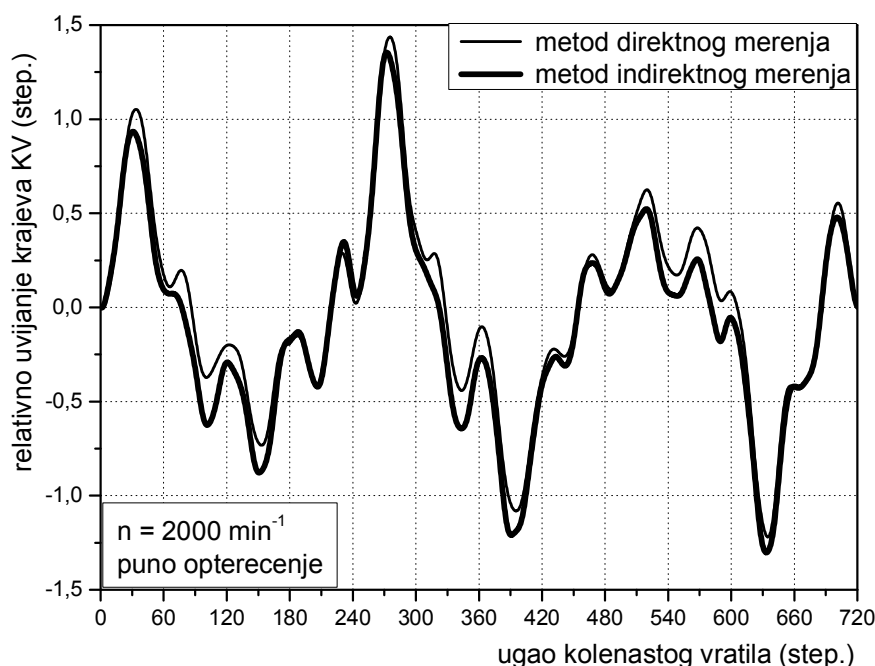
Uvećan početni deo dijagrama na slici 2.14 je prikazan na slici 2.15, i poslužiće za objašnjenje poslednje, četvrte faze u obradi signala napona u cilju dobijanja ugaone brzine. Ako pretpostavimo da se tokom svakog inkrementa enkodera (crne tačke na slici 2.15) indukovani napon na Holovom senzoru menja linearno, interpolacijom se mogu odrediti položaji „nultih“ vrednosti signala u vremenskom domenu (tačke B i E na slici 2.15). Time je određeno i proteklo vreme tokom svakog segmenta, odnosno perioda pune kvazi sinusne promene fluktuacija napona sa uglom obrtanja KV, koja odgovara uglu jednog zuba i međuzublju nazubljenog diska (interval BE na slici 2.16). Ovi vremenski interval će biti označen sa Δt_i .

Softverski je rešeno da se početni, naizgled neiskorišćeni deo dijagrama, pre dostizanja prve nulte vrednosti, odseče i prebaci na sam kraj dijagrama prikazanog na slici 2.15. Time ovaj dijagram počinje i završava sa nultom vrednošću, sa, u ovom slučaju, 256 punih kvazi sinusnih promena (fluktuacija) napona. Kako je srednja vrednost trenutne ugaone brzine vratila tokom svakog segmenta ugla obrtanja, po definiciji, jednaka promeni ugla po vremenu, ona se s obzirom na broj zuba nazubljenog diska (u ovom slučaju 128) može izračunati po vrlo jednostavnom obrascu:

$$\omega_i = \frac{4 \cdot \pi}{256 \cdot \Delta t_i} = \frac{\pi}{64 \cdot \Delta t_i} \quad (2.2)$$

Prvu vrednost izračunate srednje, trenutne ugaone brzine najlogičnije je pridružiti sredini segmenta BE, odnosno „srednjoj“ tački G na slici 2.15. Ako se proceni početni ugao dela signala koji se prebacuje na kraj, prva „srednja“ tačka G će za apscisu izraženu po uglu obrtanja nazubljenog diska imati vrednost procenjenog početnog ugla uvećanog za polovinu centralnog ugla između levih (ili desnih) ivica zuba nazubljenog diska, a svaka sledeća će u odnosu na prethodnu biti uvećana za punu vrednost tog ugla

($4 \cdot \pi/256$ radijana). Time se dobija zavisnost izračunate ugaone brzine od ugaone podele nazubljenog diska. Sve registrovane tačke tekućih uglova nazubljenog diska (tačke B i E na slici 2.15), linearnom interpolacijom se mogu prevesti na tekući ugao obrtanja enkodera (na dijagramu sa slike 2.15 elementarni uglovi enkodera od 0,36 stepeni su označeni crnim kružićima). Time je za svaku registrovanu vrednost ugla obrtanja nazubljenog diska procenjena odgovarajuća vrednost ugla obrtanja enkodera. Prostim oduzimanjem ovih vrednosti dobija se relativni ugao uvijanja jednog kraja kolenastog vratila u odnosu na drugi kraj. Ovaj metod predstavlja metod direktnog merenja relativnog uvijanja krajeva kolenastog vratila, a odgovarajući dijagrami su prikazani za svaki režim ispitivanja zajedno sa dijagramima izmerenih ugaonih brzina (tačka 6.2).



Slika 2.16 – Relativno uvijanja krajeva kolenastog vratila dobijeno direktnom i indirektnom metodom merenja pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju

Poslednji korak je usklađivanje broja tačaka izmerenih ugaonih brzina na oba kraja kolenastog vratila kao tabličnih funkcija. Jasno je da su izmerene ugaone brzine na slobodnom kraju kolenastog vratila opisane sa 2000 tačaka, dok su ugaone brzine na kraju kolenastog vratila prema kočnici opisane sa 256 tačaka. Isti broj tačaka od 2000, obezbeđen je Furijeovom harmonijskom analizom i sintezom prvih 50 harmonika izmerene ugaone brzine na kraju kolenastog vratila prema kočnici, pri čemu je dobijena aproksimirana kriva sa istim ugaonim razmakom po apscisi od 0,36 stepeni, kao i za ugaonu brzinu na slobodnom kraju kolenastog vratila. Treba imati u vidu da su sada vrednosti tekućih uglova identični, ali ne i njihov smisao. Kod ugaone brzine izmerene pomoću enkodera taj tekući ugao odgovara uglu obrtanja samog enkodera, a kod ugaone brzine nastale na osnovu signala sa Holovog davača i nazubljenog diska, taj tekući ugao odgovara uglu obrtanja nazubljenog diska. Broj odabranih harmonika za analizu i sintezu Furijeovim trigonometrijskim polinomom (u ovom slučaju 50), i nije toliko bitan za namenu izračunate ugaone brzine na kraju kolenastog vratila prema kočnici, ako je zadovoljen uslov da nije manji od broja harmonika pobudnih momenata koji se

uzimaju u obzir pri analizi torzionih oscilacija. U ovom radu se nisu analizirali harmonici pobudnih momenata matematičkog reda iznad 50 (motorskog reda iznad $22 \frac{1}{2}$), pa je time ovaj uslov zadovoljen.

Relativno uvijanje jednog kraja kolenastog vratila u odnosu na drugi kraj se može proceniti i iz poznatih tokova ugaonih brzina krajeva kolenastog vratila. Kako je ugaona brzina, po definiciji, promena elementarnog ugla obrtanja po vremenu, sa poznatim trenutnim ugaonim brzinama krajeva kolenastog vratila, za svaki elementarni ugao obrtanja ($0,36$ stepeni) može se izračunati proteklo vreme. Time se dobija zavisnost uglova obrtanja krajeva kolenastog vratila od vremena. Jasno je da ta zavisnost nije identična za oba kraja KV, pošto kolenasto vratilo torziono osciluje. Međutim, linearnom interpolacijom se može približno proceniti vrednost ugla obrtanja zadnjeg kraja kolenastog vratila za određenu poziciju ugla obrtanja prednjeg kraja kolenastog vratila, uzimajući u obzir zajednički faktor: vreme. Razlika ove dve vrednosti predstavlja relativni ugao uvijanja jednog kraja kolenastog vratila u odnosu na drugi. Na slici 2.16 su uporedo prikazane dve krive relativnih uvijanja krajeva kolenastog vratila pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju. Tanja kriva je dobijena direktnom metodom merenja na osnovu analiza signala sa davača položaja (enkoder i nazubljeni disk). Podebljana kriva je dobijena indirektnom metodom preko integracije izmerenih ugaonih brzina. Očigledno je da opisane interpolacije ostavljaju svoj trag pa ne postoji idealno poklapanje. Međutim, ovaj dijagram predstavlja potvrdu da su tokovi ugaonih brzina krajeva kolenastog vratila dosta korektno određeni.

Sasvim je izvesno da je i pored korišćenja high-pass filtriranja, jedan deo neželjenih informacija ipak ostao u obrađenim naponskim signalima sa Holovog davača. Glavni uzročnici ove pojave su relativna pomeranja Holovog davača u dva pravca koji nisu upravni na zube nazubljenih diskova (pravci x i y na slici 2.12), i oni koji imaju sasvim nepredvidljiv uticaj na ovako složen merni lanac (uticaj okolne temperature i vlažnosti, električni šum, itd.). S druge strane, primenjena metoda numeričke Furijeove harmonijske analize, a zatim sinteze kroz upotrebu high pass filtera, kod ovako složenih signala predstavlja matematičko procesiranje koje proizvodi određenu grešku interpoliranja. Ovde nije korišćena posebno prilagođena varijanta Furijeove analize funkcija u vremenskom domenu poznata pod nazivom FFT, već su opšti principi Furijeovih transformacija direktno iskorišćeni za razvoj numeričke metode opisane u Poglavlju C. Samim tim su izbegnuti problemi vezani za pojavu tzv. „curenja“ (u svetu uobičajeni engleski termin je „leakage“ [37]), što je prateća pojava FFT analize signala izmerenih u vremenskom domenu koji ne počinju i ne završavaju se nultim vrednostima. Problemi sa FFT analizom funkcija radnog procesa izraženih u vremenskom domenu, detaljno su analizirani i opisani u referenci [36]. I na kraju, sama metoda je bazirana na merenju napona male vrednosti koji je pre konačne A/D konverzije prolazio kroz lanac mernih uređaja starije generacije sa ograničenim nivoima merne tačnosti, uz upotrebu relativno dugačkih kablova, što utiče na povećanja greške meranja i električnog šuma.

2.3 Procena maksimalne greške merenja ugaonih brzina

Poznato je da se slučajne greške merenja (kao što je električni šum) kod procesa koji imaju periodičnu promenu najefikasnije otklanjaju osrednjavanjem što većeg broja uzastopnih ciklusa. Taj uslov je u ovom radu delimično ispunjen osrednjavanjem više od deset uzastopnih ciklusa za svaki režim ispitivanja. Kod rešavanja problema

eliminisanja sistematskih grešaka merenja, u ovom radu je primenjivan visokopojasni (high-pass) filter. Teško je proceniti kakav je stvarni efekat ovog filtera pošto uporedo nisu korišćene tačnije metode merenja (npr. na bazi Doplerovog efekta), koje bi mogle poslužiti za poređenje. Međutim, jasno je da bi tačnost ovde prikazanih metoda merenja mogla da se poveća svođenjem na manju meru onih faktora koji dovode do sistematskih grešaka merenja.

Sistematske greške merenja se ne mogu potpuno eliminisati primenom bilo kakvih filtera, ali je jako važno da se postavljanje frekventnih granica usvojenih filtera zasniva na realnoj fizikalnosti procesa, iskustvu ili dubljijoj analizi, i što je najvažnije, da se jednom usvojeni kriterijumi primenjuju pri obradi svih rezultata merenja.

Ako se pretpostavi da se postupcima filtriranja eliminišu sistematske greške, i ako zanemarimo greške numeričkih interpolacija, ukupna greška merenja je posledica greške u proceni stvarnih ugaonih podela enkodera i nazubljenog diska, kao i tačnosti kojom su mereni vremenski intervali u okviru svakog od tih elementarnih ugaonih segmenata. Greška merenja trenutne ugaone brzine tokom jednog elementarnog ugaonog segmenata, i u slučaju enkodera, i u slučaju nazubljenog diska, može se dobiti diferenciranjem logaritma bazne jednačine za trenutnu ugaonu brzinu ($\Delta\omega = \Delta\alpha/\Delta t$) [8, 34]. Ako diferencijale posmatramo kao odgovarajuće greške procene: ugaone brzine $-d(\Delta\omega)$, ugaone podele $-d(\Delta\alpha)$ i izmerenog vremena u odgovarajućem ugaonom opsegu $-d(\Delta T)$, moglo bi se reći da na relativnu grešku izmerenih ugaonih brzina utiču količnici $\frac{d(\Delta\alpha)}{\Delta\alpha}$ i $\frac{d(\Delta T)}{\Delta T}$, koji pomnoženi sa 100% čine ukupnu relativnu grešku merenja, izraženu u procentima:

$$\varepsilon_r = \left(\frac{d(\Delta\omega)}{\Delta\omega} \right) \cdot 100\% \leq \left(\frac{d(\Delta\alpha)}{\Delta\alpha} - \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} \right) \cdot 100\% \quad (2.3)$$

Proračun ugaonih brzina opisan u ovom radu se posredno ili neposredno zasnivao na određivanju vremenskih intervala $\Delta\tau_i$ između dva susedna inkrementa enkodera (slika 2.9). Tačnost određivanja ovog parametra direktno utiče na grešku merenja ugaonih brzina. Već je rečeno da je vremenski interval $\Delta\tau_i$ određivan prostim brojanjem registrovanih uzlaznih ivica pravougaonih naponskih signala unutrašnjeg tajmer uređaja CompactDAQ-9178 rezolucije 1 MHz, između dva susedna inkrementa enkodera. Sa ovom, dosta niskom rezolucijom unutrašnjeg tajmera, period tih signala iznosio je $1,0 \cdot 10^{-6}$ s (slika 2.8). Primljeni princip je neizbežno implicirao potencijalnu grešku pri merenju vremenskog interval $\Delta\tau_i$. Na slici 2.8 je prikazano da je greška merenja vremenskog perioda označenog sa $\Delta\tau_1$, kada uzlazna ivica signala sa enkodera realno započinje neposredno ispred trenutno nailazeće uzlazne ivice pravougaonog signala unutrašnjeg tajmera, a sledeća uzlazna ivica signala sa enkodera realno započinje neposredno iza nailazeće uzlazne ivice pravougaonog signala unutrašnjeg tajmera (period 1–1), vrlo mala. Izmereni period $\Delta\tau_1$ je u tom slučaju približno jednak realnoj vrednosti. U drugom, ekstremnom slučaju, uzlazna ivica signala sa enkodera realno može započeti neposredno iza trenutno nailazeće uzlazne ivice pravougaonog naponskog signala unutrašnjeg tajmera, a sledeća uzlazna ivica signala sa enkodera realno može započeti neposredno ispred nailazeće uzlazne ivice pravougaonog signala unutrašnjeg tajmera (period 2–2 na slici 2.8). U tom slučaju greška vremenskog perioda označenog sa $\Delta\tau_2$ može iznositi i do $-2,0 \cdot 10^{-6}$ s. Ovde je broj registrovanih uzlaznih ivica signala sa unutrašnjeg tajmera za približno dva manji od tačnog broja punih perioda pravougaonih naponskih signala unutrašnjeg tajmera.

Prema podacima proizvođača, maksimalna greška ugaone podele enkodera oznake HD25 sa 1000 impulsa po obrtaju, za svakih 0,36 stepeni elementarne ugaone podele iznosi $\pm 10\%$, odnosno 0,036 stepeni.

Tabela 2.2 – Procenjene vrednosti maksimalne relativne greške merenja ugaonih brzina

n	[min ⁻¹]	enkoder				nazubljeni disk			
		1400	1600	1800	2000	1400	1600	1800	2000
$d(\Delta\alpha)$	[step. KV]	0,036				0,1			
$\Delta\alpha$	[step. KV]	0,36				2,8125			
$d(\Delta T)$	[10 ⁻⁶ s]	-2,0				-2,0			
$T_{rc} = \frac{120}{n}$	[s]	0,0857	0,075	0,0667	0,06	0,0857	0,075	0,067	0,06
ΔT	[10 ⁻⁶ s]	42,857	37,5	33,333	30,0	334,821	292,969	260,417	234,375
$\frac{d(\Delta\alpha)}{\Delta\alpha} \cdot 100\%$	[%]	10,0				3,556			
$\frac{d(\Delta T)}{\Delta T} \cdot 100\%$	[%]	-4,667	-5,333	-6,0	-6,667	-0,597	-0,683	-0,768	-0,853
ϵ_r	[%]	14,667	15,333	16,00	16,667	4,135	4,239	4,324	4,409

Kod merenja pomoću nazubljenog diska, vremenske pozicije nultih vrednosti signala određivane su linearnom interpolacijom na osnovu zabeleženih vremenskih pozicija enkodera (slika 2.15). Time je učinjena računaska greška zbog pretpostavke da su ugao i vreme linearno zavisi, ali se ona može zanemariti. Nazubljeni disk sa 128 zuba ima korak (centralni ugao između zuba) od 2,8125 stepena, a tačnost se na osnovu tehnološkog postupka izrade može proceniti na 6 ugaonih minuta, odnosno 0,1 stepen. Trajanje jednog radnog ciklusa u sekundama (T_{rc}) se može jednostavno odrediti na osnovu nominalnog broja obrtaja kolenastog vratila (n) datog u min⁻¹, ako se 120 podeli sa n . Prosečno vreme između dva inkrementa enkodera dobija se kada se T_{rc} podeli sa ukupnim brojem inkremenata registrovanih za dva obrtaja kolenastog vratila (2000), a između dva zuba na nazubljenom disku montiranom na drugom kraju kolenastog vratila kada se T_{rc} podeli sa dvostrukim brojem zubaca (256). Maksimalna greška određivanja vremenskog perioda između zuba nazubljenog diska je ista kao i greška određivanja vremenskog perioda između signala sa inkrementalnog pretvarača ($-2 \cdot 10^{-6}$ s).

Pregled najvažnijih uticajnih faktora i procentualnih vrednosti maksimalnih relativnih grešaka merenja trenutne ugaone brzine na različitim krajevima i za različite brojeve obrtaja kolenastog vratila, procenjene na osnovu jednačine (2.3), pod usvojenom pretpostavkom da su sistematske greške merenja uspešno eliminisane, dat je u tabeli 2.2. Količnik $\frac{d(\Delta T)}{\Delta T} \cdot 100\%$ je negativan zato što je $d(\Delta T)$ uvek negativno, sa ekstremno mogućom vrednošću od $-2,0 \cdot 10^{-6}$ s.

Na osnovu podataka iz tabele 2.2 mogu se izvući sledeći zaključci:

1) Uticaj greške u ugaonoj podeli enkodera i nazubljenog diska na ukupnu relativnu grešku izmerenih ugaonih brzina može biti dominantniji od uticaja greške izmerenog proteklog vremena između njihovih elementarnih ugaonih odsečaka.

2) I u jednom i u drugom slučaju relativna greška merenja pokazuje trend linearnog rasta sa porastom broja obrtaja, upravo zato što se time skraćuje trajanje radnog ciklusa, a onda se smanjuje i prosečno vreme između susednih zuba nazubljenog diska (ΔT).

3) Greška merenja primenom nazubljenog diska je teoretski manja nego kod primene enkodera, i to, u zavisnosti od broja obrtaja: 3,547 puta (pri 1400 min⁻¹) do 3,378 puta (pri 2000 min⁻¹). Međutim, treba imati u vidu da je elementarni ugaoni

interval pri proceni srednje ugaone brzine kod nazubljenog diska oko 7,8 puta veći nego kod enkodera. Da je, na primer, korišćen nazubljeni disk sa duplo više zuba (256), a svi ostali uticajni faktori ostali nepromenjeni, procenjena maksimalna greška merenja za nazubljeni disk na svim brojevima obrtaja bi se, zbog dominantnijeg uticaja parametra ΔT , povećala za malo više od dva puta i približila bi se procenjenoj maksimalnoj relativnoj grešci merenja na enkoderu. S druge strane, smanjivanjem broja zubaca bi se ovako definisana maksimalna relativna greška merenja pomoću nazubljenog diska značajno smanjivanja, ali bi kriva promene ugaone brzine poprimila ravniji tok približavajući se srednjoj vrednosti, čime bi se izgubile korisne informacije o stvarnim promenama ugaone brzine.

4) Istraživanja na linijskom, četvorotaktnom dizel motoru sa šest cilindara, objavljena u referenci [38], pokazuju da se osam različitih dinamičkih parametara za dijagnozu izostanka sagorevanja dobro slažu korišćenjem dve različite tehnike merenja ugaonih brzina: pomoću zuba zupčanika na zamajcu i optičkog enkodera. Eksperiment je pokrivaio rad motora na praznom hodu i niskim brojevima obrtaja, pri čemu je još varirana frekvencija uzorkovanja i frekvencija unutrašnjeg tajmera akvizicionog uređaja. Rezultati su posebno interesantni pošto je bezkontaktna metoda korišćenja cilindričnih formi sa ozubljenjem (ozubljenja na zamajcu, zupčanici, nazubljeni diskovi, itd.) daleko praktičnija, jeftinija i opšte prihvaćena za dijagnostiku rada motora u realnim uslovima. S druge strane, ako nam je potrebna informacija o ugaonoj brzini nekog od obrtnih vratila na motoru koja nemaju „slobodan kraj“, i gde je nemoguće učvrstiti optički enkoder (npr. bregasto vratilo pumpe visokog pritiska), korišćenje ozubljenja može predstavljati primarnu metodu merenja. U ovom radu nije vršeno takvo ili slično poređenje, ali uporedna analiza prvog i srednjeg ciklusa izmerenih ugaonih brzina kolenastog vratila sa enkoderom i nazubljenim diskom pokazuje da je ponovljivost rezultata merenja prvog ciklusa u odnosu na osrednjeni ciklus za metodu zasnovanu na upotrebi enkodera daleko bolja nego za drugu metodu. Sasvim je izvesno da uzrok tome treba tražiti u specifičnom i složenom postupku merenja pomoću nazubljenog diska, zaostalim sistematskim greškama merenja, a zatim i matematičkom procesiranju sirovog signala u pokušaju da se eliminišu sistematske greške merenja. Pošto je teško proceniti koliki je uticaj zaostalih sistematskih grešaka na ukupnu grešku merenja pomoću nazubljenog diska bez korišćenja neke preciznije metode (na primer laserske na bazi Doplerovog (Doppler) efekta [39]), rezultate date u tabeli 2.2 vezane za ovu metodu merenja treba uzeti sa rezervom, i više kao teoretski prilaz problemu greške merenja.

Procenjene vrednosti maksimalnih relativnih grešaka merenja ugaonih brzina (tabela 2.2) nisu beznačajne. Ipak se ovde radi o ekstremnim vrednostima pri najnepovoljnijem odnosu uticajnih faktora. Ako se uzme u obzir da su sve krive tokova ugaonih brzina dobijene osrednjavanjem podataka najmanje deset uzastopnih ciklusa, sa sigurnošću se može reći da je sistematska greška merenja značajno smanjena, a dalja analiza i praktična iskustva pokazuje potpunu primenljivost izmerenih ugaonih brzina.

2.4 Određivanje tokova pritiska u cilindrima motora

Signali sa AVL-ovih piezo električnih davača oznake 12QP505clk postavljenih u prvom levom i trećem desnom cilindru, pre uvođenja u akvizicioni uređaj CompactDAQ-9178, pojačavani su u pojačivaču punjenja oznake AVL-3056 A01. Proizvođač je za piezo električne davače 12QP505clk garantovao linearnost generisanog napona i pritiska u

opsegu od 0 do 150 bara. Pre ugradnje piezo električnih davača na motor izvršena je kalibracija mernih lanaca: piezo električni davači–povezujući kablovi–pojačivač punjenja. Kalibracija je podrazumevala očitavanje napona dobijenog posle pojačavanja za zadati pritisak kome je bio izložen piezo davač. Zadati pritisak je obezbeđivan korišćenjem sistema za kalibraciju sa tegovina poznate mase. Osrednjavanjem više izmerenih vrednosti napona za različite pritiske na piezo davačima, dobijeni su kalibracioni faktori izraženi u bar/V kojim su množeni izmereni naponi sa piezo davača kako bi se dobila informacija o tokovima pritiska radne materije u posmatranom prvom levom i trećem desnom cilindru motora. Na slici 2.17 strelicom je pokazan korišćeni pojačivač punjenja AVL-3056 A01. Ispod njega je uređaj za merenje masene potrošnje goriva, a skroz desno su uređaji za merenje protoka ulja u različitim magistralama sistema za podmazivanje i protoka rashladne tečnosti za međuhlađenje sabijenog vazduha iza turbokompresora.



Slika 2.17 – Pojačivač punjenja oznake AVL-3056 A01

Pojačani naponski signali sa piezo električnih davača nakon množenja kalibracionim faktorima ne odražavaju realan tok pritiska radne materije tokom radnog ciklusa, pošto piezo električni davači ne registruju apsolutni pritisak, već razliku pritiska u odnosu na referentni nivo. Dalje procesiranje dobijenih krivih se sastoji u pomeranju i po apscisi i po ordinati u cilju logičkog povezivanja sa radnim procesom motora. Pomeranje po ordinati se u tehničkoj praksi naziva i „određivanje nulte linije“, a pomeranje po apscisi „određivanje spoljne mrtve tačke“ ili „određivanje ugla termodinamičkih gubitaka“. Oba ova postupka se izvode u skladu sa zakonima termodinamike, i biće opisana u tačkama koje slede.

2.5 Određivanje spoljne mrtve tačke na dijagramu izmerenog pritiska

Tačnu identifikaciju položaja SMT na snimljenim dijagramima pritiska je moguće realizovati pomoću posebnih senzora (magnetnih, induktivnih, na bazi piezo efekta, itd.). Ako se takvi senzori ne koriste, mora se pristupiti alternativnim, manje tačnim metodama. Identifikacija položaja SMT prema tim alternativnim postupcima se po pravilu izvodi analizom indiciranog ciklusa bez sagorevanja. Usled postojanja toplotnih gubitaka i gubitka mase radne materije kroz procepe, tok pritiska ciklusa bez

sagorevanja nije simetričan u odnosu na SMT, već je pik dijagrama pomeren i nalazi se nešto pre geometrijske mrtve tačke. Ugao termodinamičkih gubitaka je reda veličine 1 stepen KV, i zavisi od brojnih faktora. Postoje primeri proračuna koji ukazuju da greška od 1 stepena KV u proceni položaja SMT može proizvesti grešku do 9 procenata u izračunatoj vrednosti srednjeg indikatorskog pritiska [9]. Kod motora ispitivanog u ovom radu, u zavisnosti od režima ispitivanja, srednji indikatorski pritisak za procenjeni ugao termodinamičkih gubitaka je bio manji za 5 do 6% u odnosu na slučaj kada je pik krive pritiska postavljen u geometrijsku mrtvu tačku.

Problemima identifikacije SMT i određivanja nulte linije na $p - \alpha$ dijagramima intenzivno se bavio Gunter Hoenberg (Günter Hohenberg) početkom 70-ih godina prošlog veka [11]. Vrednost njegovih istraživanja u proceni ugla termodinamičkih gubitata nije toliko u primenljivosti izloženog proračuna, koliko u eksperimentalnim rezultatima dobijenim osrednjavanjem izmerenih rezultata na većem broju različitih motora.

U referenci [11] se pošlo od činjenice da je ugao termodinamičkih gubitaka ($\Delta\alpha$) rezultat zbirnog delovanja ugla gubitaka zbog razmene toplote sa okolinom ($\Delta\alpha_W$) i ugla gubitaka zbog curenja radne materije kroz procepe između klipa i klipnih prstenova ($\Delta\alpha_L$):

$$\Delta\alpha = \Delta\alpha_W + \Delta\alpha_L \quad (2.4)$$

Po izloženom postupku, određivanje $\Delta\alpha$ se bazira na snimljenom pritisku u jednom cilindru motora kada se u njemu nije dešavalo sagorevanje, pri čemu se analiza usmerava samo na uzak domen dijagrama od jednog stepena kolenastog vratila, neposredno pre geometrijske mrtve tačke, u kojem se realno nalazi maksimum pritiska ciklusa bez sagorevanja. Teoretski osnov proračuna je prvi zakon termodinamike u diferencijalnom obliku. Usvojena je pretpostavka da se vazduh u cilindru u kome je izostalo sagorevanje tokom visokopritisnog dela $p - \alpha$ dijagrama ponaša kao idealan gas. Sve jednačine u [11] su prilagođene izražavanju ugla kolenastog vratila u stepenima, a ne u radijanima.

Predložen je sledeći konačan izraz za izračunavanje ugla termodinamičkih gubitaka usled razmene toplote usisanog vazduha i okoline (tzv. ugao toplotnih gubitaka) [11]:

$$\Delta\alpha_W = \frac{m \cdot \Delta q}{p_{max} \cdot \frac{c_p}{R} \cdot K_1} = \frac{\Delta Q}{p_{max} \cdot \frac{c_p}{R} \cdot K_1} \quad (2.5)$$

gde se $\Delta\alpha_W$ dobija u stepenima kolenastog vratila, $m \cdot \Delta q$ (odnosno ΔQ) se izražava u $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{stepen KV}} \right]$, pritisak p_{max} u [Pa], a konstanta $K_1 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{stepen KV}^2} \right]$ kao geometrijska karakteristika klipnog mehanizma se izračunava iz jednačine (2.6).

$$K_1 = \left(\frac{dV}{d\alpha} \right)_{\alpha=361 \text{ stepen KV}} \quad (2.6)$$

Za njeno približno izračunavanje predložen je izraz:

$$K_1 \approx 3,05 \cdot 10^{-4} \cdot V_h \cdot \left(\frac{1}{2} + \lambda \right) \quad (2.7)$$

gde je V_h [m³] radna zapremina cilindra motora, a λ kinematska karakteristika klipnog mehanizma.

Prema izrazu datom jednačinom (2.5), ugao toplotnih gubitaka se direktno procenjuje na osnovu razmenjene toplote ΔQ na uskom segmentu ugla kolenastog vratila [360 – $\Delta\alpha$, 360] izraženog u stepenima, geometrijskih karakteristika klipnog mehanizma sadržanih u koeficijentu K_1 , a obrnuto ja proporcionalan maksimalnom pritisku ciklusa bez sagorevanja na datom režimu rada motora. Indirektno, preko parametrara ΔQ i p_{max} , nije teško prepoznati direktan uticaj broja obrtaja n na ugao toplotnih gubitaka.

Za procenu faznog pomeraja maksimalne temperature u odnosu na spoljnu mrtvu tačku ($\overline{\Delta\alpha_W}$), izveden je približan izraz:

$$\overline{\Delta\alpha_W} = \frac{m \cdot \Delta q}{p_{max} \cdot K_1} = \frac{\Delta Q}{p_{max} \cdot K_1} \quad (2.8)$$

Iz jednačina (2.5) i (2.8) sledi da je:

$$\overline{\Delta\alpha_W} \approx 3,5 \cdot \Delta\alpha_W \quad (2.9)$$

Dakle, za osrednjeno c_p kao funkcije srednje temperature gasa u cilindru, $\overline{\Delta\alpha_W}$ je otprilike za količnik $\frac{c_p}{R}$ veće od $\Delta\alpha_W$. Količnik $\frac{c_p}{R}$ je procenjen na $\approx 3,5$, mada je prosečna vrednost ovog količnika bliža vrednosti 3,8. Međutim, izgleda da koeficijent 3,5 zaista vernije odgovara maksimalnoj temperaturi proračunatoj na osnovu jednačine stanja gde se usvaja da se vazduh ponaša kao idealan gas, pošto je autor ovog rada tu zavisnost proveravao za motor nad kojim je vršen eksperiment.

Gubitak gasa iz cilindra (dm) je funkcija vremena i površine efektivnog protočnog preseka (A_L). U ovim oblastima vlada natkritičan odnos pritiska, pa se primenjuju poznate jednačine protoka:

$$dm = A_L \cdot \mu_{max} \cdot p \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T}} dt \quad (2.10)$$

$$\mu_{max} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (2.11)$$

Količnik $\frac{dm}{dt} \approx \frac{\Delta m}{\Delta t}$ je prema [11] izjednačen sa ekvivalentnom imaginarnom količinom gasa koja se širi u zamišljenom malom cilindru sa klipom, pridodatom komori sagorevanja na segmentu $p - \alpha$ dijagramima od 359 do 360 stepeni ugla obrtanja kolenastog vratila.

Posle niza uprošćavanja, predložen je konačan približan izraz za izračunavanje komponente ugla termodinamičkih gubitaka usled gubitaka radne materije kroz procepe $\Delta\alpha_L$:

$$\Delta\alpha_L \approx \frac{1,927 \cdot \sqrt{T} \cdot A_L}{n \cdot K_1} \quad (2.12)$$

gde je T [K] temperatura vazduha pri maksimalnom pritisku p_{max} , n [min^{-1}] broj obrtaja motora, A_L [m^2] površina efektivnog poprečnog preseka, a K_1 [$\frac{\text{m}^3}{\text{stepen KV}^2}$] konstanta čije je izračunavanje predloženo prema jednačini (2.7).

Eksperimentalno je dokazano da se površina efektivnog poprečnog preseka kroz koji izstrujava gas iz cilindra strmo približava nekoj konstantnoj vrednosti kako se povećava pritisak gasa u cilindru. Za izračunavanje približne vrednosti efektivnog poprečnog

preseka A_L u $[\text{mm}^2]$ preporučena je empirijska jednačina potkrepljena rezultatima merenja:

$$A_L = (0,003 \div 0,004) \cdot D_k \quad (2.13)$$

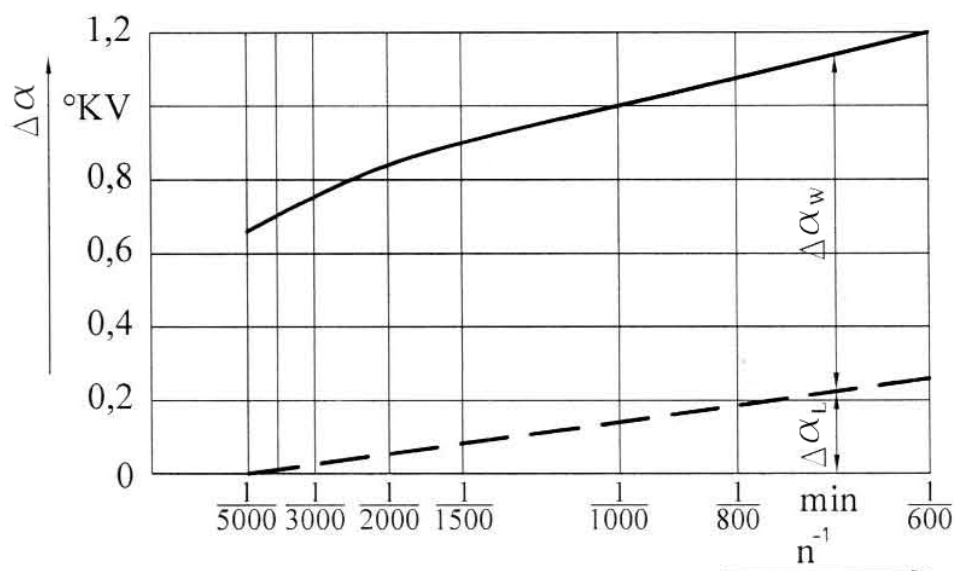
gde je D_k prečnik klipa izražen u $[\text{mm}]$.

Ugao gubitaka usled curenja gasa $\Delta\alpha_L$ prema jednačini (2.12) direktno zavisi od geometrijskih karakteristika motora sadržanih u količniku $\frac{A_L}{K_1}$, temperature gasa pri uglu KV 360 – $\Delta\alpha$ kada je pritisak gasa u cilindru najveći, a obrnuto je srazmeran broju obrtaja KV motora.

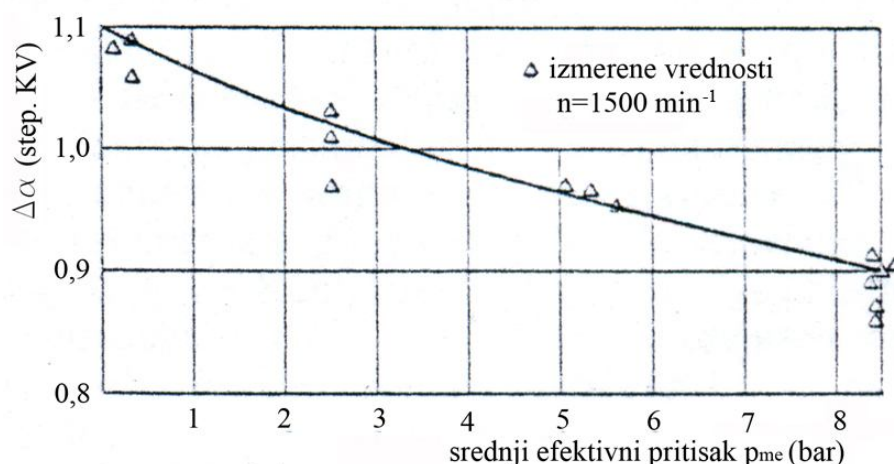
I pored grubih aproksimacija u prikazanim jednačinama, one pružaju dobar uvid na najuticajnije faktore ugla termodinamičkih gubitaka.

Već je rečeno, da ono što je zaista vredno u referenci [11] su rezultati dobijeni neposrednim merenjem. Zavisnost $\Delta\alpha$ od broja obrtaja, pri punom opterećenju, koja je dobijena osrednjavanjem rezultata merenja na više ispitanih motora je prikazana na slici 2.18. Tačna pozicija SMT je određivana pomoću posebnog magnetnog senzora smeštenog u komori sagorevanja.

Neposredna merenja prema [11] pokazuju da se, pri konstantnom broju obrtaja, ukupni ugao termodinamičkih gubitaka povećava za izvesnu vrednost, kako se smanjuje opterećenje motora, odnosno srednji efektivni pritisak. Osrednjena kriva porasta $\Delta\alpha$ (sa 0,9 na 1,1) po opadajućoj krivoj opterećenja, za broj obrtaja 1500 min^{-1} , prikazana je na slici 2.19. Razvijenim proračunom može se steći uvid zašto se ovo dešava. Sa povećanjem opterećenja povećava se pritisak p_{max} koji značajnije utiče na pad $\Delta\alpha$ nego što on raste zbog porasta razmenjene toplote ΔQ usled veće mase gasa u cilindru (m). Korekciju $\Delta\alpha$ u zavisnosti od nivoa opterećenja (saglasno dijagramu na slici 2.19) je neophodno uzeti u obzir pri proceni ugla termodinamičkih gubitaka na osnovu dijagrama datog na slici 2.18.



Slika 2.18 - Preporučene vrednosti ugla termodinamičkih gubitaka u zavisnosti od broja obrtaja pri punom opterećenju motora [11]



Slika 2.19 - Porast vrednosti ugla termodinamičkih gubitaka sa smanjenjem opterećenja pri broju obrtaja 1500 min^{-1} [11]

Iako dijagram na slici 2.18 predstavlja solidnu preporuku za brzo, orijentaciono određivanje ugla termodinamičkih gubitaka bilo kog motora, zapaženo je da je u opsegu nižih brojeva obrtaja preporučeno $\Delta\alpha$ u dobroj saglasnosti sa izmerenim rezultatima kod većine motora, dok u oblastima viših brojeva obrtaja, kod nekih motora, izmerene vrednosti pokazuju tendenciju manjeg ili većeg odstupanja [11].

Kako je proces bez sagorevanja motora koji se razmatra u ovom radu snimljen pri brojevima obrtaja od 1500 min^{-1} do 2000 min^{-1} , trebalo bi očekivati da ugao termodinamičkih gubitaka ima vrednosti slične onima datim dijagramu sa slike 2.18. Pošto je merenje ciklusa bez sagorevanja vršeno pri višim nivoima opterećenja (oko 75% od maksimalnog), korekcija zbog nivoa opterećenja ne bi trebala da iznosi više od 0,05 stepena ugla kolenastog vratila. Iz ovoga sledi da bi, npr. za merenje pritiska bez sagorevanja pri 2000 min^{-1} , ukupan ugao termodinamičkih gubitaka trebalo da iznosi oko 0,85 stepeni kolenastog vratila.

Od novijih metoda procene ugla termodinamičkih gubitaka treba izdvojiti one koje se zasnivaju na matematičkom modeliranju $p - \alpha$ dijagrama, korekciji $p - \alpha$ dijagrama praćenjem simetrije/asimetrije toka pritiska u $p - V$ dijagramu, praćenju položaja prevojnih tačaka $p - \alpha$ dijagrama, eksplicitnoj termodinamičkoj analizi toka pritiska i praćenju oblika $T - S$ dijagrama. Poslednja dva pristupa zaslužuju posebnu pažnju. Eksplicitna termodinamička analiza toka pritiska je dosta efikasan postupak osetljiv na greške pri proceni početnih uslova, dok bi se za praćenje oblika $T - S$ dijagrama moglo reći da predstavlja manje složen i dosta efikasan metod procene ugla termodinamičkih gubitaka. U tom smislu je jako interesantan postupak koji je opisan u [13]. Mada se u izvornom obliku procedura određivanja ugla termodinamičkih gubitaka prema [13] odnosi na motore sa upaljenjem smeše varnicom (oto motore), dakle na motore sa manjim stepenima kompresije, u ovom radu će se postupak izložen u [13], uz izvesne korekcije, primeniti i kod ispitivanog dizel-motora. Efikasnost primene ove metode na konkretnom motoru sa upaljenjem smeše varnicom je demonstrirana u referenci [15].

Teoretska osnova ovog postupka se zasniva na poređenju jednačina za promenu entropije pri sabijanju i ekspanziji u neposrednoj okolini maksimuma $T - s$ dijagrama, i zaključku da mora postojati simetričnost $T - s$ dijagrama u neposrednoj okolini tog maksimuma [13].

Ako se usvoji da se proces bez sagorevanja odvija bez gubitka mase, transformacija energije po jedinici mase se može predstaviti prvim zakonom termodinamike, pa važe sledeće jednačine:

$$dq = pdv + du \quad (2.14)$$

$$du = c_v \cdot dT \quad (2.15)$$

Usvojeno je da se vazduh u cilindru tokom visokopritisnog dela $p - \alpha$ dijagrama ponaša kao idealan gas, pa važi jednačina:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad (2.16)$$

Specifična zapremina i izvod specifične zapremine po uglu kolenastog vratila se mogu dobiti iz jednačina:

$$v = \frac{1}{m} \cdot \left[\frac{V_h}{\varepsilon - 1} + \frac{V_h}{2} \cdot \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \cos(\alpha) - \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - (\lambda \sin(\alpha))^2} \right] \right] \quad (2.17)$$

$$\frac{dv}{d\alpha} = \frac{1}{m} \cdot \frac{V_h}{2} \cdot \left[\sin(\alpha) + \frac{\lambda \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 - (\lambda \sin(\alpha))^2}} \right] \quad (2.18)$$

Iz pretpostavke da važi jednačina (2.16) prema kojoj se radna materija ponaša kao idealan gas, sledi jednačina:

$$\frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = \frac{dT}{T} \quad (2.19)$$

Prema drugom zakonu termodinamike zna se da je promena specifične entropije:

$$ds = \frac{dq}{T} \quad (2.20)$$

Primenom jednačina (2.14), (2.15), (2.19) i (2.20) promena specifične entropije može da se izrazi i kao:

$$ds = \frac{1}{T} \cdot [c_v \cdot dT + pdv] = c_v \cdot \frac{dT}{T} + \frac{p \cdot v}{T} \cdot \frac{dv}{v} \quad (2.21)$$

odnosno:

$$ds = c_v \cdot \frac{dT}{T} + R \cdot \frac{dv}{v} \quad (2.22)$$

Kako je na istraživanom intervalu oko SMT promena temperature relativno mala, a proces se odvija pri veoma maloj promeni zapremine, specifična toplota c_v za vazduh se može odrediti iz izraza [7]:

$$c_v = 144,5 \cdot [-0,2925 \cdot (T - T_{UZ}) \cdot 10^{-6} + 15,536 \cdot (T - T_{UZ}) \cdot 10^{-4} + 4,896] \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (2.23)$$

Specifične toplote c_p , c_v i gasna konstanta R zadovoljavaju relaciju:

$$c_p = c_v + R \quad (2.24)$$

Za izračunavanje specifične toplote pri konstantnom pritisku c_p u referenci [14] je predložen izraz:

$$c_p = 1403,06 - 360,72 \cdot \frac{1000}{T} + 108,24 \cdot \left(\frac{1000}{T} \right)^2 - 10,79 \cdot \left(\frac{1000}{T} \right)^3 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (2.25)$$

Masa gasa u cilindru je kao i u [13] računata prema jednačini stanja gasa u trenutku zatvaranju usisnog ventila:

$$m = \frac{p_{ciUZ} \cdot V_{UZ}}{R \cdot T_{UZ}} \quad (2.26)$$

Temperatura T_{UZ} je grubo procenjena pomoću empirijskog obrasca datog u [16]:

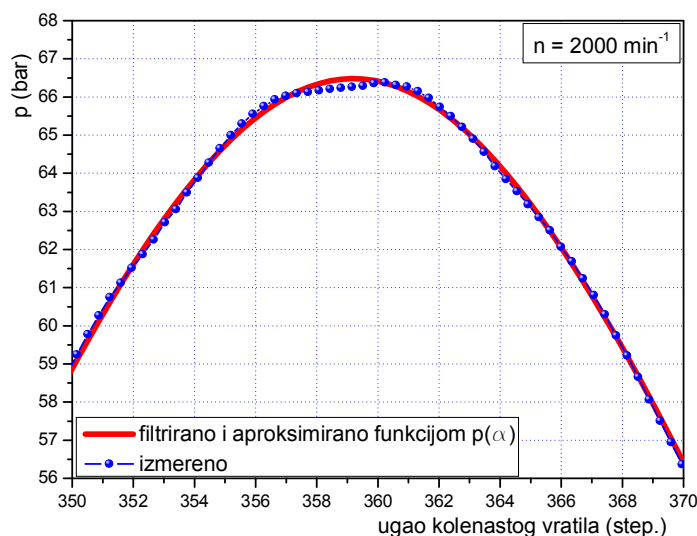
$$T_{UZ} = T_{uk} \cdot 0,833 + 86 \text{ [K]} \quad (2.27)$$

gde indeks uk ima značenje usisni kolektor, dok indeks UZ ima značenje ugao zatvaranja usisnog ventila. Uz pretpostavku da se radna materija ponaša kao idealan gas, srednja temperatura gasa tokom indiciranja se može odrediti iz jednačine:

$$T(\alpha) = \frac{p(\alpha) \cdot V(\alpha)}{m \cdot R} \quad (2.28)$$

Simetričnost $T - s$ dijagrama u neposrednoj okolini maksimalne vrednosti temperature po ovom postupku se postiže samo ako su istovremeno pravilno određeni stepen kompresije i ugao termodinamičkih gubitaka.

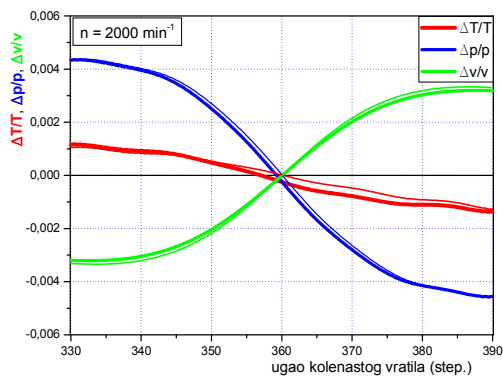
Ako se pogleda diferencijalna jednačina (2.22), uočava se da postoji ograničenje u pogledu koraka pri izračunavanju priraštaja specifične entropije ds , pošto je računanje količnika $\frac{dT}{T}$ uslovljeno rezolucijom enkodera pri snimanju krive pritiska. S druge strane, snimljena kriva pritiska, i pored toga što je nastala osrednjavanjem dvanaest uzastopnih ciklusa, ima neprirodnu konveksnost baš na delu oko maksimalne vrednosti, pa se na osnovu nje p_{max} ne može pravilno proceniti (slika 2.20). Ova dva problema se istovremeno mogu rešiti tako što se kriva pritiska dobijena merenjem aproksimira Furijeovim trigonometrijskim polinomom prema postupku objašnjenom Prilogu C.



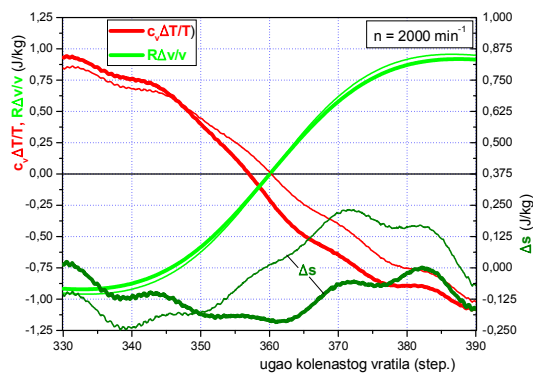
Slika 2.20 – Izmerena i filtrirana (aproksimirana) kriva pritiska bez sagorevanja sa procenjenom SMT

Aproksimirajuća kriva znatno tačnije ukazuje na poziciju p_{max} , a njen matematički zapis se može iskoristiti i za izračunavanje srednje temperature gasa pri bilo kom proizvoljnom uglu kolenastog vratila prema jednačini (2.28), i dobijanje nove tablične funkcije sa bilo kojim priraštajem ugla kolenastog vratila $d\alpha$ (odnosno $\Delta\alpha$). U ovom slučaju rezolucija enkodera je diktirala dobijanje izmerene krive pritiska sa priraštajem ugla kolenastog vratila od 0,36 stepeni. Svi dalji proračuni su vršeni sa aproksimiranom krivom pritiska kod koje je priraštaj ugla kolenastog vratila iznosio 0,1 stepen, što je

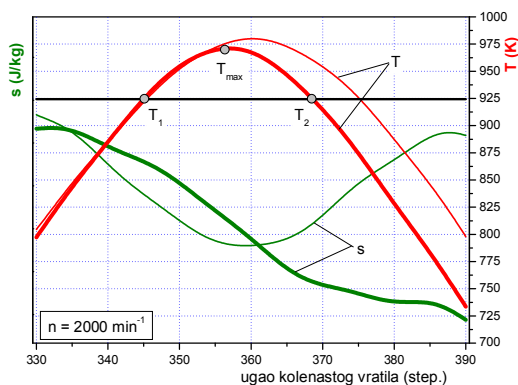
obebeđivalo povoljniju matematičku tačnost pri zameni diferencijala u napred navedenim jednačinama odgovarajućim konačnim razlikama.



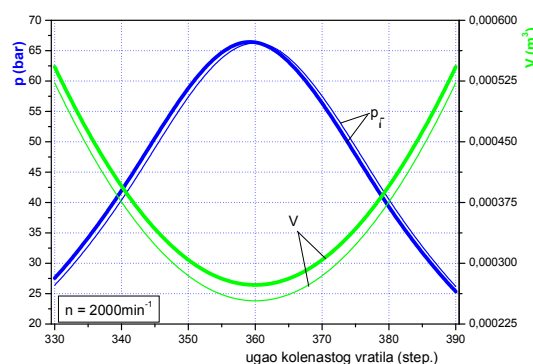
Slika 2.21 – Promena parametara $\frac{\Delta T}{T}$, $\frac{\Delta v}{v}$ i $\frac{\Delta p}{p}$ u okolini SMT



Slika 2.22 – Promena $c_v \cdot \frac{\Delta T}{T}$, $R \cdot \frac{\Delta v}{v}$ i priraštaja specifične entropije Δs u okolini SMT



Slika 2.23 – Promena temperature i specifične entropije gasa u okolini SMT



Slika 2.24 – Promena pritiska i specifične zapremine gasa u okolini SMT

S druge strane diferencijalna jednačina (2.22) u sebi sadrži parametre $\frac{dT}{T}$ i $\frac{dv}{v}$, koji bi zajedno sa parametrom $\frac{dp}{p}$ morali zadovoljiti jednačinu (2.19). Dijagrami tokova ovih parametara, nakon zamene diferencijala konačnim razlikama, trideset stepeni levo i desno od SMT, prikazan je na slici 2.21. Podebljane linije na toj slici, kao i na slikama 2.22, 2.23 i 2.24 koje slede, se odnose na stanje nakon što je određen ugao termodinamičkih gubitaka, a tanke linije na stanje kada je kriva pritiska bila pozicionirana tako da svoj maksimum ima u geometrijskoj mrtvoj tački (360 stepeni ugla obrtanja KV). Prikazane krive na slici 2.21 ukazuju na dve bitne stvari:

- 1) Diferencijalna jednačina (2.19) je u potpunosti zadovoljena, što znači da se u proračun priraštaja entropije prema jednačini (2.22) ulazi sa korektnim vrednostima $\frac{\Delta T}{T}$ i $\frac{\Delta v}{v}$.
- 2) Nijedan od parametara $\frac{\Delta T}{T}$, $\frac{\Delta v}{v}$ i $\frac{\Delta p}{p}$ se ne sme zanemariti u odgovarajućim proračunima, pošto se radi o veličinama istog reda. To se posebno odnosi na parametar $\frac{\Delta v}{v}$ za koji bi se pogrešno moglo pomisliti da je s obzirom na male promene specifične zapremine, kako se klip približava SMT, zanemarljiv u

odnosu na $\frac{\Delta T}{T}$ i $\frac{\Delta p}{p}$. Dijagram prikazan na slici 2.21 u potpunosti odgovara rezultatima publikovanim u referenci [14].

Dijagrami promene $c_v \cdot \frac{\Delta T}{T}$, $R \cdot \frac{\Delta v}{v}$ koji u zbiru daju priraštaj entropije Δs , trideset stepeni levo i desno od SMT, prikazan je na slici 2.22. Treba zapaziti da je simetričnost priraštaja entropije Δs u odnosu na SMT znatno poboljšana nakon određenog položaja maksimuma pritiska u odnosu na stanje kada je ugaoni položaj p_{max} bio u geometrijskoj mrtvoj tački, što je takođe u saglasnosti sa adekvatnim podacima u referenci [14].

Nakon zamene diferencijala odgovarajućim konačnim razlikama, jednačina za izračunavanje priraštaja specifične entropije (2.22) prelazi u oblik:

$$\Delta s_i = c_v(T(\alpha_i)) \cdot \frac{\Delta T(\alpha_i)}{T(\alpha_i)} + R \cdot \frac{\Delta v(\alpha_i)}{v(\alpha_i)} \quad (2.29)$$

Principijelan tok specifične entropije se sada može dobiti iz jednačine:

$$s_{i+1} = s_i + \Delta s_i \quad (2.30)$$

Na slici 2.23 je prikazana promena temperature i principijelna promena specifične entropije gasa, a na slici 2.24 promena pritiska i zapremine gasa, trideset stepeni ugla KV ispred i iza SMT. Variranje stepena kompresije za posledicu ima promenu krive zapremine (slika 2.24). Krajnji rezultat je dobijanje nove krive temperature prema jednačini (2.28), što se jasno vidi na slici 2.23, kao i krivih priraštaja specifične entropije (slika 2.22) i specifične entropije (slika 2.23).

Postupak procene ugla termodinamičkih gubitaka i stepena kompresije se zasniva na variranju ovih parametara dok se ne postigne simetričnost $T - s$ dijagrama u okolini njegovog maksimuma, tj. na putu od neke vrednosti temperature T_1 do maksimalne (T_{max}), i od T_{max} do T_2 , kako je to slikovito prikazano na slici 2.23. Jasno je da temperature T_1 i T_2 imaju istu vrednost, ali se nalaze na suprotnim stranama u odnosu na T_{max} .

Ilustracija postupka traganja za odgovarajućim vrednostima $\Delta \alpha$ i $\Delta \varepsilon$ je prikazana na slici 2.25. Na dijagramima sa leve strane specifična entropija je direktno računata iz jednačine (2.30). Bolji uvid u simetričnost $T - s$ dijagrama se može postići ako se krene od tačke k gde je zabeležena temperatura T_{max} , pa se ide do tačke gde je T_1 , pri čemu se specifična entropija računa po jednačini:

$$T_{max} \rightarrow T_1 \Rightarrow s_{k-i-1} = s_{k-i} - \Delta s_{k-i} \quad (2.31)$$

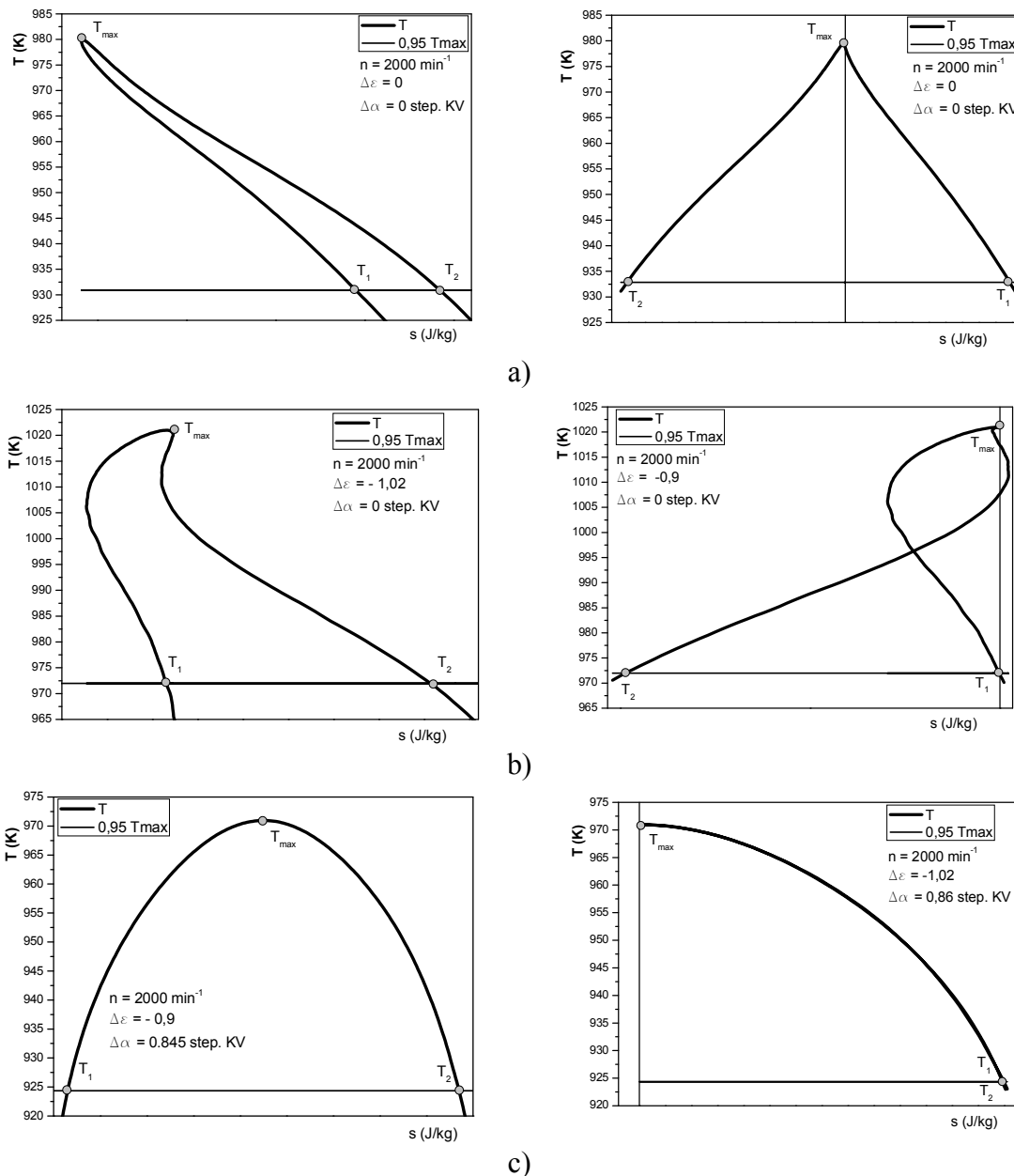
i s druge strane od T_{max} do T_2 po jednačini:

$$T_{max} \rightarrow T_2 \Rightarrow s_{k+i+1} = s_{k+i} - \Delta s_{k+i} \quad (2.32)$$

U tom slučaju se deo $T - s$ krive na segmentu $T_{max} \rightarrow T_2$ dobija kao slika u ogledalu i olakšava se vizuelo praćenje simetričnosti $T - s$ krive u odnosu na T_{max} , u procesu iterativnog traganja za nepoznatim parametrima $\Delta \alpha$ i $\Delta \varepsilon$. Takvi dijagrami su prikazani na desnoj strani slike 2.25.

Izvorište greške u određivanju stepena kompresije treba tražiti u nedovoljno tačnom proračunu geometrijski dosta složene kompresione zapremine, u promeni te zapremine

usled depozita nataloženih na zidovima komore sagorevanja tokom eksploatacije motora ili u širokim livačkim tolerancijama tokom izrade glave motora. Kako stepen kompresije utiče na tok krive specifične zapremine (slika 2.24), a samim tim i na priraštaj specifične entropije, on neizbežno mora imati uticaj i na oblik $T - s$ dijagrama.



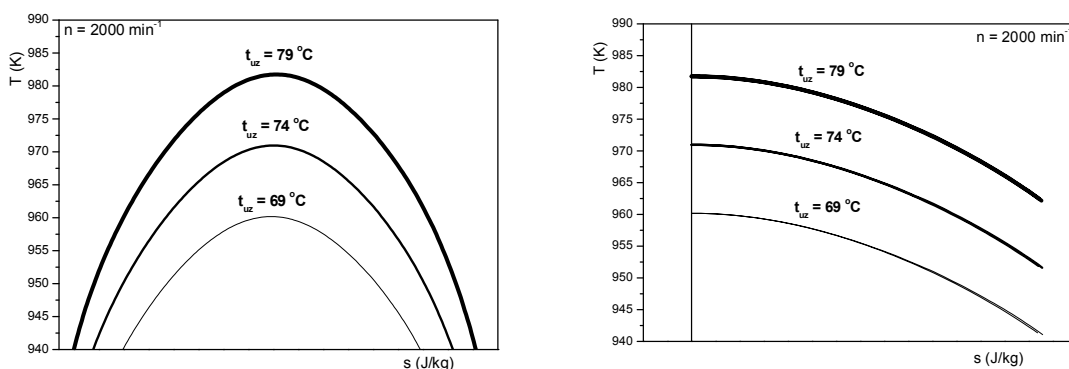
Slika 2.25 – Faze u procesu traganja za vrednostima parametara $\Delta\alpha$ i $\Delta\varepsilon$

Stepen kompresije veći od realne vrednosti dovodi do povijanja $T - s$ krive na levu stranu, dok stepen kompresije manji od realne vrednosti rezultira povijanju $T - s$ krive na desnu stranu [13].

Postojanje greške u određivanju položaja SMT, na $T - s$ dijagramu se manifestuje petljom koja nema termodinamičkog smisla (dijagram 2.25 b desno). Variranjem položaja SMT može se uticati na oblik petlje, a znak da se ide u dobrom pravcu je nestanak petlje i prelazak oblika $T - s$ dijagrama u krivu sa konkavnim pikom. Sa tačno

određenim parametrima $\Delta\alpha$ i $\Delta\varepsilon$ dobija se simetričan $T - s$ dijagram u neposrednoj okolini T_{max} (dijagram 2.25 c).

Ispostavilo se da je ovom kombinacijom kriterijuma simetričnosti $T - s$ dijagrama, i kod predmetnog dizel-motora, moguće odrediti parametar $\Delta\alpha$ koji se dobro slaže sa preporučenim vrednostima na slikama 2.18 i 2.19. Određivanje parametara $\Delta\alpha$ i $\Delta\varepsilon$ je izvršeno na osnovu serije ciklusa bez sagorevanja izmerenih na različitim brojevima obrtaja (1500 min^{-1} do 2000 min^{-1}), pri opterećenjima koja su iznosila oko 75% maksimalnih opterećenja, i to iterativnim postupkom, koji je za krajnji cilj imao dobijanje simetričnih $T - s$ dijagrama u neposrednoj okolini maksimalne temperature (slika 2.25 c). Kako je tokom indiciranja cilindra motor usisavao čist vazduh, za proračun su korišćena termodinamička svojstva vazduha, gde je on posmatran kao idealan gas. Ovo upošćavanje ne bi trebalo da pravi veliku grešku tokom proračuna. Detaljnije analize govore da primena jednačine stanja idealnog gasa umesto jednačine stanja realnog gasa, daje greške proračuna manju od 4% [7].



Slika 2.26 – Zavisnost $T - s$ dijagrama od zadatih početnih uslova

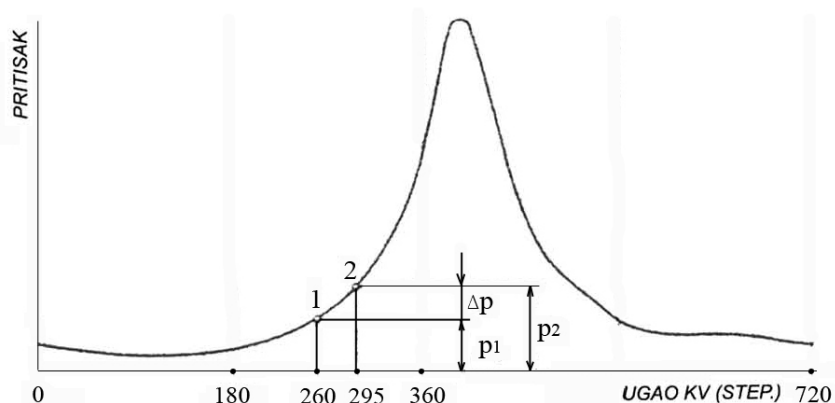
Tvrđnja izneta u [13] da se tačnost procene po ovoj metodi ne smanjuje ako se temperatura gasa u trenutku zatvaranja usisnog ventila T_{UZ} , kao početni uslov koji je potrebno zadati, ne proceni najpreciznije, pokazala se tačnom. Simetričnost $T - s$ dijagrama je dobijena i ako temperatura vazduha u usisnom kolektoru T_{uk} , na osnovu koje se izračunava T_{UZ} (jednačina 2.27) varira u opsegu $\pm 5^\circ\text{C}$ u odnosu na izmerenu vrednost od 74°C , što je ilustrovano na slici 2.26. Ova osobina primenjene metode bi joj mogla dati prednost i nad sličnim, tačnijim metodama koje su koncipirane tako da se uporedo traga za vrednostima komponenti ugla termodinamičkih gubitaka $\Delta\alpha_W$ i $\Delta\alpha_L$, kao što je metoda opisana u referenci [14]. U toj referenci se detaljnije prilazi analizi izraza za promenu entropije gde se ona naziva funkcijom gubitaka. Uspostavljanjem veze između promene entropije i relativne promene zapremine, predloženi su izrazi za eksplicitno izračunavanje ugla termodinamičkih gubitaka sa tvrdnjom da je moguće postići tačnost od $0,1^\circ \text{KV}$. Proračun prema metodi opisanoj u [14] nije vršen u ovom radu, pre svega zato što je procenjeno da se kod nadpunjenih motora teško mogu sa potrebnom tačnošću odrediti zahtevani početni uslovi (temperatura i pritisak gasa u trenutku zatvaranja usisnog ventila). Drugi razlog je taj što uporedna primena iskustvenih podataka prema [11] i rezultata proračuna prema [13] pokazuje zadovoljavajuće poklapanje na osnovu kojeg može da se stekne dosta realan uvid o traženom uglu termodinamičkih gubitaka. Međutim, na više mesta je referenca [14] poslužila za poređenje sa rezultatima proračuna prikazanog u ovom radu, i pokazalo se da se ti rezultati u velikoj meri poklapaju.

Na kraju treba skrenuti pažnju, da iako izloženi postupak određivanja ugla termodinamičkih gubitaka zasnovan na simetričnosti $T - s$ dijagrama ne uključuje zasebno određivanje komponente $\Delta\alpha_L$ kao posledice gubitaka radne materije kroz procepe, takva informacija je sadržana u izmerenoj krivoj pritiska na kojoj se bazira ceo proračun opisan u refernci [13].

Prikazani postupak procene ugla termodinamičkih gubitaka i realnog stepena kompresije se odnosi na prvi cilindar leve strane motora. Pomeranjem svih izmerenih veličina po apscisi dok se pik krive pritiska bez sagorevanja ne dovede na poziciju geometrijske mrtve tačke umanjene za procenjenu vrednost ugla termodinamičkih gubitaka, dobijaju se datoteke sa izmerenim podacima gde početna vrednost tekućeg ugla obrtanja kolenastog vratila α odgovara početku takta usisavanja u prvom cilindru leve strane motore.

2.6 Određivanje nulte linije na dijagramu izmerenog pritiska

Kako je već rečeno, indiciranje pritiska u cilindru se vrši primenom kvarcnih piezo električnih davača koji nemaju sposobnost da izmere apsolutni pritisak, već se dobija kriva kod koje je razlika pritisaka u dve proizvoljne tačke identična razlici apsolutnih pritisaka u tim račkama. Dakle, pod određivanjem nulte linije na dijagramu pritiska se podrazumeva dovođenje izmerenog signala u domen apsolutnog pritiska. Najčešće se ovo usaglašavanje vrši primenom dva principa, od kojih se prvi zasniva na dodatnom merenju apsolutnog pritiska, a drugi na termodinamičkoj analizi izmerenog toka pritiska. Dodatno merenje pritiska se može odnositi npr. na merenju pritiska u usisnim ili izduvnim kolektorima, što bliže komori sagorevanja, dok se termodinamičke metode zasnivaju na pretpostavci o politropskoj promeni stanja gasa u procesu sabijanja.



Slika 2.27 –Termodinamičko određivanje nulte linije pritiska u dve tačke [12]

Metoda određivanja nulte linije pomoću dodatnog davača pritiska se, najčešće bazira na uporedom merenju pritiska u usisnom kolektoru i na pretpostavci da su veličine pritisaka u cilindru i usisnom kolektoru u taktu usisavanja, pri položaju klipa oko UMT, približno jednake. Tada se klip praktično zaustavlja pa se i brzina ustrujavanja radne materije svodi na minimum. Dobri rezultati se dobijaju samo u slučaju merenja pritiska u delu usisnog sistema, koji je jako blizu cilindra (npr. u usisnom kanalu), što je teško izvodljivo. Merenjem pritiska usisnog vazduha u udaljenijim delovima usisnog sistema ne isključuje efekat talasnih pojava u usisnom sistemu, što neminovno utiče na pojavu fazne razlike amplitude pritiska u cilindru i u usisnom kolektoru. Sličan metod se može primeniti i korišćenjem izmerenog pritiska u izduvnom kolektoru [15].

Metoda termodinamičkog referenciranja zasniva se na pretpostavci politropske promene stanja tokom sabijanja radne materije [12]:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n \quad (2.33)$$

Eksperimentalno procenjene i preporučene vrednosti eksponenta politrope su za motore sa upaljenjem smeše varnicom (oto) $n = 1,32$, a za dizel-motore $n = 1,37$ [12].

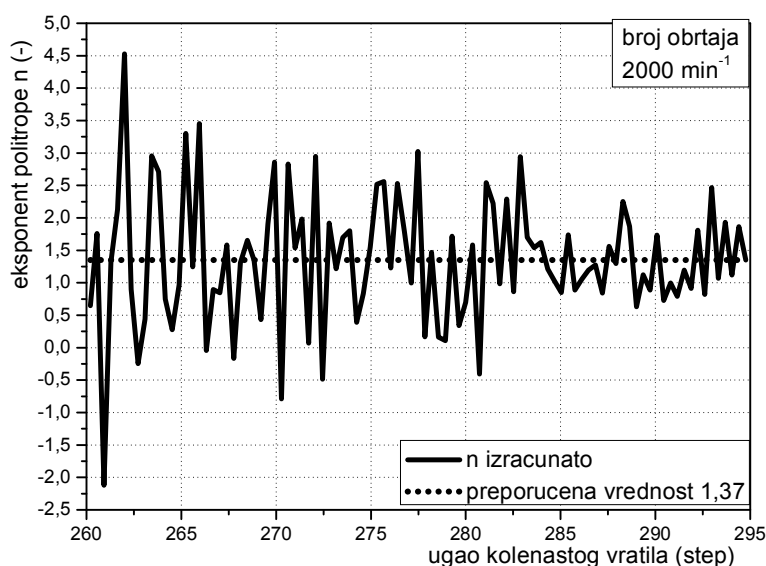
Za izmerenu razliku pritiska $\Delta p = p_2 - p_1$ (slika 2.27) važi:

$$\Delta p = p_1 \cdot \left[\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n - 1\right] \quad (2.34)$$

Mora se skrenuti pažnja da je dosta problematično tačno odrediti razliku pritiska Δp , jer izmerene vrednosti imaju prilično rasipanje zbog sistematskih grešaka merenja, pre svega zbog prisutnog električnog šuma. Zbog toga je u referenci [12] preporučeno osrednjavanje pri proceni vrednosti p_1 i p_2 uzimanjem u obzir po pet izmerenih vrednosti ispred i iza ugaonih pozicija gde se predpostavlja politropska promena pritiska. Sada se apsolutna vrednost pritiska u tački 1 (slika 2.27) može odrediti preko izraza:

$$p_1 = \frac{\Delta p}{\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n - 1} \quad (2.35)$$

Razlika izmerene i ovako izračunate vrednosti pritiska u tački 1, daje vrednost Δp za koju treba korigovati celokupan tok pritiska. Prikazana metoda naziva se metodom određivanja nulte linije pritiska pomoću dve tačke. Oblast u kojoj se obično vrši ova termodinamička analiza je od 100° do 65° KV pre SMT za krivu pritiska predstavljenu u ugaonom domenu obrtanja kolenastog vratila kao na slici 2.27, što predstavlja područje u kojem prenos toplote gasa na zidove cilindra nije još toliko intenzivan.



Slika 2.28 - Tok eksponenta politrope u zoni takta sabijanja od 260 do 295 stepeni KV

Na slici 2.28 je prikazan tok eksponenta politrope u navedenoj ograničenoj zoni takta sabijanja (od 260 do 295 stepeni ugla obrtanja kolenastog vratila za krivu pritiska

prikazanu u ugaonom domenu kao prema slici 2.27), sa vrednošću Δp dobijenom primenom jednačine (2.35). Proračun je vršen za susedne tačke izmerenog pritiska. Velike amplitude oscilovanja kao posledica rasipanja, odnosno sistematskih grešaka merenja toka pritiska u cilindru, na najbolji način odslikavaju potrebu osrednjavanja pri proceni vrednosti pritisaka p_1 i p_2 .

Poboljšana Hoenbergova metoda termodinamičkog referenciranja pritiska se zasniva na činjenici da je, na samom početku sabijanja, razmena toplote gasa sa okolinom niskog intenziteta, te je sumarna razmena toplote na ograničenom intervalu od j uzoraka, tokom procesa sabijanja, veoma mala [15]:

$$\Delta Q_{1,2} = \frac{1}{n-1} \cdot V_2 \cdot \left[p_2 - p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \right] \quad (2.36)$$

gde pritisci p u tačkama 1 i 2 zapravo predstavljaju korigovane izmerene vrednosti ($p = p_{mer} + \Delta p$)

Uz pretpostavku da je ukupna razmenjena toplote jednaka nuli:

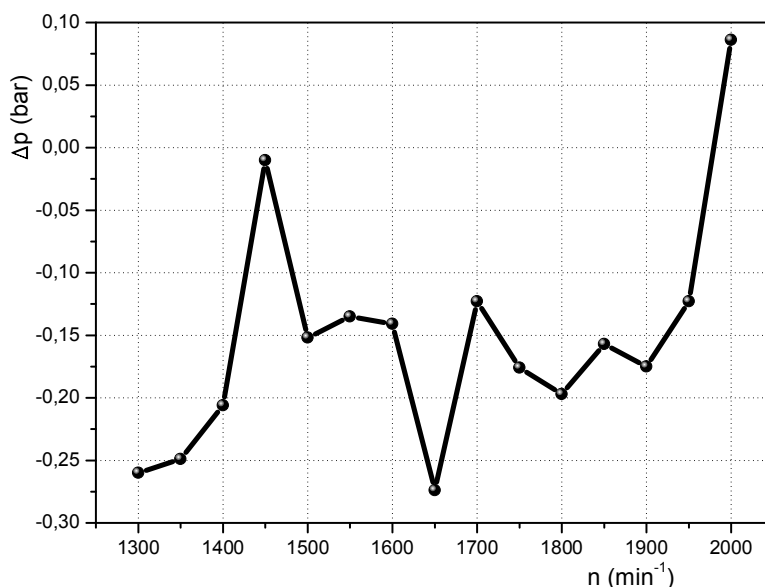
$$\Delta Q = \sum \Delta Q_{1,2} = 0 \quad (2.37)$$

jednačina (2.36) se transformacijom svodi na:

$$\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^j \left\{ V_{i+1} \cdot \left[(p_{i+1} + \Delta p) - (p_i + \Delta p) \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n \right] \right\} = 0 \quad (2.38)$$

odakle se, rešavanjem, dobija izraz za korekciju pritiska duž celog $p - \alpha$ dijagrama:

$$\Delta p = \frac{\sum_{i=1}^j V_{i+1} \cdot \left[p_i \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n - p_{i+1} \right]}{\sum_{i=1}^j V_{i+1} \cdot \left[1 - \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n \right]} \quad (2.39)$$



Slika 2.29 - Korekcija izmerenog pritiska prema jednačini (2.39)

Pre korekcije $p - \alpha$ dijagrama pomoću izraza (2.39), mereni tok pritiska u cilindru je potrebno grubo korigovati na osnovu pritiska merenog u usisnom kolektoru. U ovom radu je korekcija izvršena u zoni oko 10° posle UMT u fazi usisavanja, kao što je urađeno i u referenci [15].

Međutim, dublja analiza je pokazala da korekcija $p - \alpha$ dijagrama za vrednost Δp računatu pomoću jednačine (2.39) za ispitivani motor ne daje najlogičnije rezultate. Doslednom primenom opisanog postupka, korekcija $p - \alpha$ dijagrama pomoću izraza (2.39) je dostizala i do - 0,275 bara (slika 2.29). Iako je srednji pritisak vazduha u usisnom kolektoru, meren na početku usisnih kolektora pomoću U-cevi napunjenih vodom, pokazivao tendenciju rasta sa povećanjem broja obrtaja (usled efikasnijeg rada turbo-kompresora), korekcijom prema jednačini (2.39) dobijani su $p - \alpha$ dijagrami gde se u taktu usisavanja gubila korelacija sa izmerenim pritiskom u usisnom kolektoru. Iz tog razloga, korekcija nulte linije pritisaka izmerenih i u prvom levom i u trećem desnom cilindru je izvršena na osnovu izmerenih pritisaka na početku usisnih kolektora motora. Povoljna okolnost je da uticaj ovog parametra na tačnost proračuna ukupnog momenta gasnih sila nije veliki, što je potvrdila mala razlika u srednjim vrednostima proračunatih srednjih momenta gasnih sila sa, i bez, korekcije $p - \alpha$ dijagrama za vrednost Δp prema jednačini (2.39).

3. Dinamika oscilatornih sistema sa motorom SUS kao njihovim sastavnim delom

U cilju identifikacije parametara EDTS sa motorom SUS kao njegovim sastavnim delom, neophodno je uspostaviti direktnu vezu između merenih veličina: dela pobude, odnosno pritisaka u cilindrima i dinamike kolenastog vratila, odnosno njegovih ugaonih brzina. Time se problem svodi na postavljanje što jednostavnijeg modela dinamičkog ponašanja oscilatornog sistema sa motorom SUS kao njegovim sastavnim delom, tako da i pored usvojenih pojednostavljenja on neće zanemariti dominantne faktore koji utiču na tokove ugaonih brzina. Takođe je važno da razvijeni model bude što kompaktniji i jednostavniji za izvršavanje na računarima.

Model dinamičkog ponašanja oscilatornog sistema sa motorom SUS kao njegovim sastavnim delom, u ovom radu će biti iskorišćen za sledeće:

- Postavkom modela i procesom identifikacije biće moguće identifikovati sve parametre EDTS, pa i proveriti one parametre za koje je smatrano da su poznati ili približno poznati. Za informacije o strukturnom prigušenju u materijalu kolenastog vratila se može reći da imaju poseban značaj, pošto se do takvih informacija teško dolazi na osnovu skupih eksperimenata sa ograničenim opsegom tačnosti.
- Korektan model će omogućiti simulaciju zavisnosti uglova obrtanja od vremena (odnosno od referentnog ugla obrtanja), kao i ugaonih brzina na segmentima vratila na kojima nije bilo merenja u toku eksperimenta.
- Identifikacijom parametara EDTS u potpunosti će se raspolagati informacijama o uglovima uvijanja (torzije) na mestima gde su identifikovani čvorovi oscilovanja, koje su neophodne za procenu nivoa torzionih oscilacija u sistemu i potencijalne opasnosti od njih.

Svi pristupi modeliranju dinamičkog ponašanja oscilatornog sistema sa motorom SUS kao njegovim sastavnim delom, zasnivaju se na formiranju EDTS, koji će po svojim karakteristikama biti što bliži realnom sistemu, ali što je više moguće jednostavniji za razmatranje i postavljanje jednačina kretanja. U krajnjem slučaju motor SUS u EDTS može biti predstavljen jednom inercijalnom masom. Druga krajnost matematičkog modeliranja, u pogledu složenosti, je predstavljanje kolenastog vratila motora 3D mrežom pripremljenom za upotrebu metode konačnih elemenata [15]. Svaki od ovih ekstremnih slučajeva ima svoje prednosti i mane. Osnovni kriterijum za odabir pristupa kojim će se motor SUS, odnosno njegovo kolenasto vratilo modelirati, jeste namena samog modela.

Pristup kojim se ceo motor SUS zamenjuje jednom inercijalnom masom, sa konstatnim, ekvivalentnim momentom inercije, se jako često koristi, naročito kod motora sa jednim cilindrom [44, 49]. Međutim, postoje i primeri gde je ovaj pristup vrlo uspešno primenjen i kod lijijskih motora sa četiri cilindra [24, 25]. Sa povećanjem ugaone brzine postaje sve izrazitiji uticaj momenta inercijalnih sila kao i grešaka do kojih dolazi zbog neadekvatne procene ovih momenata. Neadekvatna procena momenata inercijalnih sila se može javiti ako se ona ne bazira na činjenici da ekvivalentni moment inercije klipnog mehanizma motora nije konstantan, ili ako se njegov promenljiv tok približno proceni. Promenljiva forma momenta inercije, kao posledica oscilatornog kretanja dela masa

klipnog mehanizma, jedan je od značajnih izvora nelinearnosti u dinamičkom ponašanju oscilatornih sistema sa motorom SUS kao njihovim sastavnim delom.

O uticaju promenljivog momenta inercije na matematičko modeliranje dinamike oscilatornih sistema sa motorom SUS kao njihovim sastavnim delom, postoje različita iskustva. Recimo, u [41] je konstantovano da uzimanje u obzir promenljivosti momenta inercije može dovesti do odstupanja u proračunu ugaone brzine čak i u većoj meri nego slučaj da moment inercije nije određen dovoljno tačno. U ovom radu je razvijen originalan postupak procene momenta inercije klipnog mehanizma V motora koji uključuje masivnu glavnu klipnjaču, i za nju vezanu znatno manju pomoćnu (bočnu) klipnjaču. Verifikacija metode je uzvršena kroz objavljenu referencu [74]. Dobijeni dijagrami promenljivih momenata i njihovih izvoda po uglu obrtanja kolenastog vratila su prikazani u tački 3.3 koja sledi, gde su detaljnije analizirana iskustva pojedinih istraživača o uticaju ovog parametra na dinamiku kolenastih vratila motora, te se ovde neće ponavljati. Momenti inercije i njihovi izvodi po uglu obrtanja kolenastog vratila su direktno ugrađeni u matematički model razvijen u ovom radu, i nisu konstatovani problemi slični problemima opisanim u referenci [41]. Pošto je kompletan proračun sa detaljnom analizom i komentarisanjem dobijenih rezultata već dat u referenci [74], ovde se neće ponavljati, ali će u Prilogu A, zbog pogodnosti, biti date samo osnovne jednačine na kojima se zasniva proračun. Proračun se direktno može primeniti i za bilo koji klasičan krivajni mehanizam bez dezaksijalnosti osovinice klipa. Uz odgovarajuće korekcije, proračun se može prilagoditi bilo kojoj konstruktivnoj izvedbi krivajnog mehanizma motora, uzimanjem u obzir i dezaksijalnost osovinice klipa, ako ona realno postoji. Kako se proračun u konkretnom slučaju oslanja na jednačine kinematike složenog klipnog mehanizma, te jednačine će biti izložene u Prilogu B ovog rada.

Analiza ugaone brzine pojedinih odsečaka kolenastog vratila neminovno zahteva uzimanje u obzir i torzionih deformacija vratila. Torzione oscilacije bi se morale razmatrati u fazi konstruisanja kolenastog vratila kako bi se izbegao rad u rezonantnim oblastima i time umanjilo opterećenje kolenastog vratila. Za velike, brodske i stacionarne motore uopšte, detaljan proračun torzionih oscilacija se ne bi smeo izbeći, a za brodske motore se može reći da je i neizbežan. Amplitude torzionih oscilacija kod većine motora su reda veličine nekoliko desetih delova stepena [15]. U slučaju, kada je potrebno uspostaviti vezu između izmerene ugaone brzine i pobudnih momenata, torzione oscilacije imaju značaja, te se moraju uzeti u obzir. Analizom izmerenih ugaonih brzina na krajevima kolenastog vratila u ovom radu je to i praktično dokazano (tačka 6.2). Pokazalo se da ugaone brzine, pored ostalih informacija, u sebi sadrže i informacije o rezonantnim režimima rada, frekvencijama slobodnog oscilovanja, oblicima oscilovanja, itd.

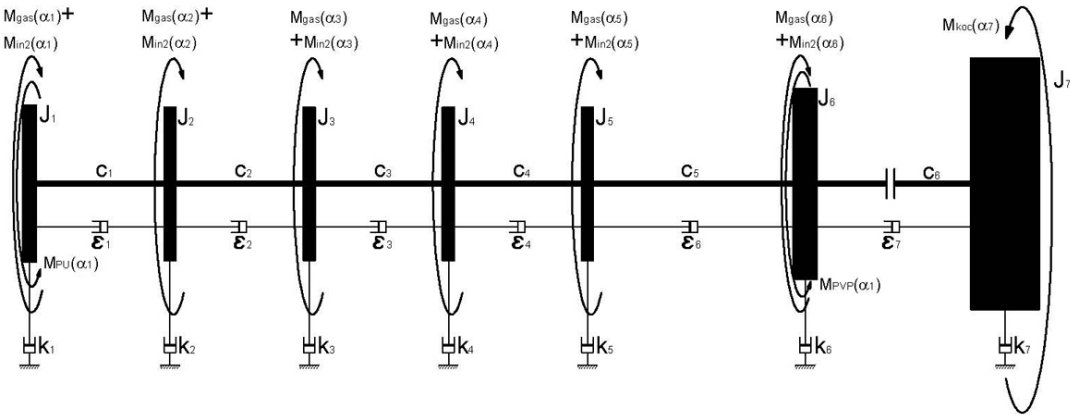
Podelom kolenastog vratila na više odsečaka (diskova), međusobno povezanih torzionim oprugama i prigušivčima, dobija se tzv. multy-body model koji se redovno koristi u i istraživanjima torzionih oscilacija. Jedan od načina modeliranja dinamike kolenastog vratila se bazira na tzv. metodu transfer matrica. Postoje i pristupi direktne primene analitičke mahanike i Lagranž-Delamberovih principa u modeliranju dinamike motorskog mehanizma. Osim navedenih metoda, postoje i napredni inženjerski alati koji se koriste u ove svrhe. Tu se, pre svega, misli na softverske pakete koji omogućavaju relativno jednostavno kreiranje multy-body modela (LMS Amesim, Simulink SimMechanics, Modelica, ...) [15].

U ovom radu je korišćen princip aproksimacije oscilatornog sistema sa multy-body modelom, čime se on mogao koristiti i pri postavljanju jednačina dinamičkog kretanja i pri analizi torzionih oscilacija. Pri tome treba imati u vidu da ni jedan model, ma koliko bio složen (ili prost), ne može u potpunosti da odsluka osobine realnog sistema, pa idealno poklapanje izmerenih i proračunatih veličina nije realno očekivati.

3.1 Jednačine kretanja dinamičkog sistema sa kolenastim vratilom kao elastičnim telom

Na slici 3.1 je prikazan EDTS sa sedam inercijalnih masa za dinamičko oscilatorni sistem motor–kočnica ispitivan u ovom radu, sa momentima koji deluju na pojedinim inercijalnim masama tog sistema. Sve analize i jednačine kretanja izložene u ovoj tački se oslanjaju na EDTS prikazan na slici 3.1, pri čemu treba istaći da postoji direktna analogija pri potencijalnoj primeni ovih analiza i jednačina za bilo koji manje ili više složen EDTS u odnosu na EDTS prikazan na slici 3.1. Jednačine kretanja svake mase (i -tog diska) za EDTS prikazan na slici 3.1, mogu se dobiti ako se krene od Lagranž-Dalamberovih jednačina druge vrste [5]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_{kini}}{\partial \dot{\alpha}_i} \right) - \frac{\partial E_{kini}}{\partial \alpha_i} + \frac{\partial E_{poti}}{\partial \alpha_i} + \frac{\partial \phi_i}{\partial \dot{\alpha}_i} = M_i(\alpha_i) \quad (3.1)$$



Slika 3.1 – EDTS sa sedam inercijalnih masa i sa momentima koji deluju na pojedinim inercijalnim masama

Za svaku masu (i -ti disk) sistema, komponente ukupne energije zadovoljavaju relacije:

- za kinetičku energiju:

$$E_{kini} = \frac{1}{2} J_i(\alpha_i) \cdot \dot{\alpha}_i^2 \quad (3.2)$$

- za potencijalnu energiju:

$$E_{poti} = \frac{1}{2} c_{i-1}(\alpha_i - \alpha_{i-1})^2 + \frac{1}{2} c_i(\alpha_i - \alpha_{i+1})^2 \quad (3.3)$$

- za energiju unutrašnjeg i spoljnjeg otpora (prigušenja):

$$\partial \phi_i = \frac{1}{2} [\varepsilon_{i-1}(\dot{\alpha}_i - \dot{\alpha}_{i-1})^2 + \varepsilon_i(\dot{\alpha}_i - \dot{\alpha}_{i+1})^2 + k_i \dot{\alpha}_i^2] \quad (3.4)$$

Odgovarajući izvodi koji se pojavljuju u jednačini (3.1), a imaju dimenzije momenata, su:

$$\left(\frac{\partial E_{kini}}{\partial \dot{\alpha}_i} \right) = J_i(\alpha_i) \cdot \dot{\alpha}_i \quad (3.5)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_{kini}}{\partial \dot{\alpha}_i} \right) = J_i(\alpha_i) \cdot \ddot{\alpha}_i + \frac{dJ_i(\alpha_i)}{dt} \cdot \dot{\alpha}_i \quad (3.6)$$

$$\left(\frac{\partial E_{kini}}{\partial \alpha_i} \right) = \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_i(\alpha_i)}{d\alpha_i} \cdot \dot{\alpha}_i^2 \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial E_{poti}}{\partial \alpha_i} = c_{i-1}(\alpha_i - \alpha_{i-1}) + c_i(\alpha_i - \alpha_{i+1}) \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial \phi_i}{\partial \dot{\alpha}_i} = \varepsilon_{i-1}(\dot{\alpha}_i - \dot{\alpha}_{i-1}) + \varepsilon_i(\dot{\alpha}_i - \dot{\alpha}_{i+1}) + k_i \cdot \dot{\alpha}_i \quad (3.9)$$

Desna strana jednačine (3.9) predstavlja momente otpora. Opisivanje momenata otpora jednačinom (3.9) se zasniva na pretpostavci da se ti otpori pokoravaju zakonima viskoznih otpora, a za vikozone otpore se zna da su proporcionalni brzini tela koje se kreće u viskoznoj sredini, ili se tako ponaša. Pri tome k_i predstavlja koeficijent viskoznog trenja i -tog diska, a ε_{i-1} i ε_i predstavljaju koeficijente strukturnog prigušenja u materijalu. Iz ovoga proizilazi da u ukupnom trenju u motoru dominira viskozno trenje, što nije sasvim tačno. Dominantna komponenta trenja u motoru je trenje između klipne grupe i cilindra. Ova komponenta ne spada u grupu viskoznog trenja (tačka 5.2.1). Sledeća po značaju je komponenta trenja u kliznim ležištima, koja spada u grupu viskoznog trenja (tačka 5.2.2). Ni trenje između podizača ventila i brega bregastog vratila ne spada u grupu viskoznog trenja (tačka 5.2.3). S druge strane, eksperimenti pokazuju da prigušenju torzionih oscilacija u daleko najvećem procentu (oko 90%) doprinosi istiskivanje (pumpanje) ulja u oslonačkim kliznim ležištima kolenastog vratila [6]. Najpravilnije bi bilo kada bi se svaka komponenta trenja, u jednačinama kretanja oscilatornog sistema, uvodila posebno. Ovakav postupak bi podrazumevao potrebu prethodne identifikacije niza koeficijenata (tačka 5.2), uključujući i koeficijente trenja po Stribekovom (Stribeck) dijagramu za svaki izvor trenja. Jednačine kretanja oscilatornog sistema bi u tom slučaju bile znatno komplikovanje. Ako se identifikuju momenti koji se sa kolenastog vratila odvođe za pokretanje pojedinih podsistema na motoru, momenti gasnih sila (na osnovu izmerenih pritisaka u cilindru/cilindrima motora), kao i momet na kočnici, stiču se svi potrebni elementi da se proceni ukupan moment trenja u motoru. Upravo takav princip je primenjen u ovom radu. U tom slučaju se sa poznatom srednjom ugaonom brzinom kolenastog vratila, može proceniti i ukupan srednji koeficijent viskoznog trenja, ako se zadrži pretpostavka da se trenje u motoru ponaša po zakonima viskoznog trenja. Onda ostaje problem kako taj ukupan srednji koeficijent viskoznog trenja rasporediti po izvorima trenja, odnosno po masama EDTS. U ovom radu ukupan srednji koeficijent viskoznog trenja je ravnomerno raspoređen po masama EDTS koje sadrže cilindre motora (koeficijenti k_i su međusobno jednaki), što je dosta dobra pretpostavka s obzirom da su ključni izvori trenja u motoru vezani za klipnu grupu i oslonačka ležišta kolenastog vratila (tačka 5.2.6). Množenjem ovako procenjenih pojedinačnih koeficijenata viskoznog trenja k_i sa promenljivom ugaonom brzinom i -te mase EDTS, moment trenja i -te mase EDTS je dobijao fluktuirajuću formu proporcionalnu ugaonoj brzini, što znači da je zadržan opšte prihvaćeni princip po kome se trenje u motoru tretira kao viskozno prigušenje. Bez obzira što je ovakva pretpostavka poprilično gruba u odnosu na realnost, obezbeđeno je da se u matematičkom modelu srednja energija utrošenja na trenje odgovara srednjoj energiji trenja realnog sistema. S druge strane, ako su ukupan srednji moment trenja u motoru i pobudni momenti i -tih masa EDTS, za određeni režim rada, korektno određeni, to može poslužiti kao dobra osnova da se krene u procenu raspodele momenata trenja po izvorima trenja. Naravno da takav poduhvat ne bi bio nimalo jednostavan, pošto bi

zahtevao prethodno poznavanje niza geometrijskih parametara motora, osobina i stanja ulja za podmazivanje (temperatura i pritisak), što se najbolje vidi iz tačke 5.2, ali i onih parametara koji su u prvi mah nepoznati, na primer koeficijenta trenja za elemente u kontaktu po Stribekovom dijagramu. To praktično znači da treba napraviti validan matematički model trenja u motoru, a onda izvršiti identifikaciju nepoznatih parametara sa težnjom da se rezultati modela približe rezultatima dobijenim merenjem. Dakle, za taj konkretan problem treba ponoviti sve postupke modeliranja i identifikacije nepoznatih parametara, koji su u ovom radu primenjeni za drugu vrstu problema. Takva procena nije predmet ovog rada, ali bi dobijeni koeficijenti viskoznog trenja mogli poslužiti kao dobra osnova za nadogradnju stečenih saznanja i proširivanje količine korisnih informacija koje se mogu dobiti dubljom analizom ugaone brzine kolenastog vratila.

S druge strane, strukturno prigušenje u materijalu je, po definiciji, proporcionalno brzini torzionog oscilovanja, a ne brzini kretanja elementa oscilatornog sistema (tačka 5.4). Strogo poštovanje ove činjenice bi rezultiralo komplikovanijom implementacijom jednačina dinamičkog ponašanja oscilatornog sistema, pošto se informacije o torzionom oscilovanju inercijalnih masa EDTS, a samim tim i brzinama oscilovanja, tek trebaju dobiti od matematičkog modela. Ako se uzme u obzir sledeća zavisnost između uglova obrtanja (α) i uglova torzionog oscilovanja (ϑ) i -te inercijalne mase [5]:

$$\alpha_i = \omega_i \cdot t + \vartheta_i \quad (3.10)$$

$$\dot{\alpha}_i = \dot{\omega}_i \cdot t + \omega_i + \dot{\vartheta}_i \quad (3.11)$$

$$\ddot{\alpha}_i = \ddot{\omega}_i \cdot t + 2 \cdot \dot{\omega}_i + \ddot{\vartheta}_i \quad (3.12)$$

i usvoji da su komponente varijacija ugaonih brzina usled promenljivog toka pobudnih momenata iste za sve mase EDTS ($\omega_i = \omega_{i+1} = \omega = const$), onda se za aproksimacije $\dot{\vartheta}_i - \dot{\vartheta}_{i-1}$ sa $\dot{\alpha}_i - \dot{\alpha}_{i-1}$ i $\dot{\vartheta}_i - \dot{\vartheta}_{i+1}$ sa $\dot{\alpha}_i - \dot{\alpha}_{i+1}$ može reći da u većoj meri ne remete realnu fizikalnost oscilatornog sistema.

U svakom slučaju, pokazalo se da opisivanje momenata otpora jednačinom (3.9) predstavlja dosta dobru aproksimaciju, te se ovakav način opisivanja momenata otpora često koristi.

Jednačina kretanja i -te mase (diska) u funkciji ugla obrtanja α_i , može se napisati u obliku [5]:

$$J_i(\alpha_i) \cdot \ddot{\alpha}_i + \frac{dJ_i(\alpha_i)}{dt} \cdot \dot{\alpha}_i - \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_i(\alpha_i)}{d\alpha_i} \cdot \dot{\alpha}_i^2 + c_{i-1}(\alpha_i - \alpha_{i-1}) + c_i(\alpha_i - \alpha_{i+1}) + \varepsilon_{i-1}(\dot{\alpha}_i - \dot{\alpha}_{i-1}) + \varepsilon_i(\dot{\alpha}_i - \dot{\alpha}_{i+1}) + k_i \cdot \dot{\alpha}_i = M_i(\alpha_i) \quad (3.13)$$

Nakon transformacije:

$$\frac{dJ_i(\alpha_i)}{d\alpha_i} \cdot \dot{\alpha}_i = \frac{dJ_i(\alpha_i)}{d\alpha_i} \cdot \frac{d\alpha_i}{dt} \cdot \dot{\alpha}_i = \frac{dJ_i(\alpha_i)}{d\alpha_i} \cdot \dot{\alpha}_i^2 \quad (3.14)$$

kojom se iz jednačine (3.13) eliminiše vreme t , ona se može napisati u pogodnijem obliku međusobne zavisnosti kinemastkih veličina oscilatornog sistema (uglova obrtanja, ugaonih brzina i ugaonih ubrzanja) i pobudnih momenata:

$$J_i(\alpha_i) \cdot \ddot{\alpha}_i + c_{i-1}(\alpha_i - \alpha_{i-1}) + c_i(\alpha_i - \alpha_{i+1}) +$$

$$+ \varepsilon_{i-1}(\dot{\alpha}_i - \dot{\alpha}_{i-1}) + \varepsilon_i(\dot{\alpha}_i - \dot{\alpha}_{i+1}) + k_i \cdot \dot{\alpha}_i = M_i(\alpha_i) \underbrace{- \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_i(\alpha_i)}{d\alpha_i} \cdot \dot{\alpha}_i^2}_{M_{in2i}} \quad (3.15)$$

Izraz $-\frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_i(\alpha_i)}{d\alpha_i}$ u jednačini (3.15) u stvari predstavlja jednu od dve komponente momenta inercijalnih sila i -te mase sistema (detaljnije analiza ove komponente momenta inercijalnih sila je data u tačku 3.2).

Jednačina (3.15) ukazuje da se može postaviti opšte poznata matrična jednačina kretanja oscilatornih sistema u obliku [4, 15]:

$$\mathbf{J} \cdot \ddot{\boldsymbol{\alpha}} + \mathbf{K} \cdot \dot{\boldsymbol{\alpha}} + \mathbf{C} \cdot \boldsymbol{\alpha} = \mathbf{M}(\boldsymbol{\alpha}) \quad (3.16)$$

Sve podebljane (boldirane) oznake koje se koriste ovde, a i dalje u ovom radu, imaju za cilj da ukažu da su u pitanju matrice ili vektori.

Matrica momenata za dinamičke sisteme u kojima je uključen i motor SUS, u opštem slučaju glasi:

$$\mathbf{M}(\boldsymbol{\alpha}) = \mathbf{M}_{gas}(\boldsymbol{\alpha}) + \mathbf{M}_{in}(\boldsymbol{\alpha}, \boldsymbol{\omega}, \ddot{\boldsymbol{\alpha}}) + \mathbf{M}_{tr}(\boldsymbol{\alpha}) + \mathbf{M}_{opt}(\boldsymbol{\alpha}) \quad (3.17)$$

Međutim, ako se trenje u motoru globalno posmatra kao viskozno prigušenje proporcionalno vektoru ugaonih brzini $\dot{\boldsymbol{\alpha}}$, moment trenja $\mathbf{M}_{tr}(\boldsymbol{\alpha})$ se uključuje u proizvod $\mathbf{K} \cdot \dot{\boldsymbol{\alpha}}$.

Moment opterećanja za ispitivani dinamičko-oscilatorni sistem je:

$$\mathbf{M}_{opt}(\boldsymbol{\alpha}) = (M_{PU}(\alpha_1) \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad M_{PVP}(\alpha_6) \quad M_{koc}(\alpha_7))^T \quad (3.18)$$

Postupak određivanja momenata koji se odvođe sa kolenastog vratila za pokretanje pomoćnih uređaja— $M_{PU}(\alpha_1)$ i pumpe visokog pritiska— $M_{PVP}(\alpha_6)$ detaljno je izložen u tački 4.

Za moment na kočnici koji deluje na sedmoj inercijalnoj masi EDTS sa slike 3.1, usvojeno je:

$$M_{koc}(\alpha_7) = const = \overline{M_{koc}} \quad (3.19)$$

Bolja aproksimacija bi se verovatno postigla da je merena ugaona brzina vratila hidrailične kočnice SCHENCK serije DYNABAR D-1200 korišćene tokom eksperimenta. Tada bi se pretpostavkom da je moment na kočnici proporcionalan kvadratu ugaone brzine vratila kočnice [19, 20] verovatno moglo vernije približiti realnom stanju. Najbolja opcija bi bila istovremeno merenje i ugaone brzine vratila kočnice i momenta na kočnici, kako bi se utvrdio njihov stvarni odnos. U svakom slučaju, u načinu predpostavljanja momenta na kočnici prema jednačini (3.19) postoji rezerva koja se može iskoristiti za poboljšanje matematičkog modela oscilatornog sistema.

Vektor ugaonih položaja ($\boldsymbol{\alpha}$) masa usvojenog EDTS je:

$$\boldsymbol{\alpha} = (\alpha_1 \quad \alpha_2 \quad \alpha_3 \quad \alpha_4 \quad \alpha_5 \quad \alpha_6 \quad \alpha_7)^T \quad (3.20)$$

Vektor ugaonih brzina ($\dot{\boldsymbol{\alpha}}$) masa usvojenog EDTS je:

$$\dot{\boldsymbol{\alpha}} = \frac{d\boldsymbol{\alpha}}{dt} = (\dot{\alpha}_1 \quad \dot{\alpha}_2 \quad \dot{\alpha}_3 \quad \dot{\alpha}_4 \quad \dot{\alpha}_5 \quad \dot{\alpha}_6 \quad \dot{\alpha}_7)^T \quad (3.21)$$

Vektor ugaonih ubrzanja ($\ddot{\boldsymbol{\alpha}}$) masa usvojenog EDTS je:

$$\ddot{\alpha} = \frac{d\dot{\alpha}}{dt} = (\ddot{\alpha}_1 \quad \ddot{\alpha}_2 \quad \ddot{\alpha}_3 \quad \ddot{\alpha}_4 \quad \ddot{\alpha}_5 \quad \ddot{\alpha}_6 \quad \ddot{\alpha}_7)^T \quad (3.22)$$

Matrica momenata inercije \mathbf{J} za EDTS prikazan na slici 3.1 bi imala oblik:

$$\mathbf{J} = \begin{pmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_7 \end{pmatrix} \quad (3.23)$$

Matrica prigušenja \mathbf{K} za EDTS prikazan na slici 3.1 bi imala oblik:

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_7 \end{pmatrix} +$$

$$+ \begin{pmatrix} \varepsilon_1 & -\varepsilon_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\varepsilon_1 & \varepsilon_1 + \varepsilon_2 & -\varepsilon_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\varepsilon_2 & \varepsilon_2 + \varepsilon_3 & -\varepsilon_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\varepsilon_3 & \varepsilon_3 + \varepsilon_4 & -\varepsilon_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\varepsilon_4 & \varepsilon_4 + \varepsilon_5 & -\varepsilon_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\varepsilon_5 & \varepsilon_5 + \varepsilon_6 & -\varepsilon_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\varepsilon_6 & \varepsilon_6 \end{pmatrix} \quad (3.24)$$

Matrica torzionih krutosti \mathbf{C} za EDTS prikazan na slici 3.1 bi imala oblik:

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 + c_6 & -c_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & c_6 \end{pmatrix} \quad (3.25)$$

Da bi se formirao sistem jednačina pogodniji za rešavanje, potrebno je uvesti matricu \mathbf{S} koja bi opisivala položaj cilindara u EDTS. Matrica \mathbf{S} je dimenzija $n \times nc$, gde je n broj masa EDTS, a nc broj masa EDTS u kojima su sadržani cilindri motora. Za EDTS sa slike 3.1, matrica \mathbf{S} ima oblik:

$$\mathbf{S} = (\mathbf{s}_1 \quad \mathbf{s}_2 \quad \cdots \quad \mathbf{s}_{nc}) = (\mathbf{s}_1 \quad \mathbf{s}_2 \quad \mathbf{s}_3 \quad \mathbf{s}_4 \quad \mathbf{s}_5 \quad \mathbf{s}_6) \quad (3.26)$$

odnosno:

$$\mathbf{S} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (3.27)$$

Vektori $\mathbf{s}_1, \mathbf{s}_2, \dots, \mathbf{s}_6$ su, očigledno, kolone matrice \mathbf{S} .

U višecilindričnom motoru događaji su ugaono pomeneni u skladu sa redosledom paljenja. Ova fazna razlika može se definisati vektorom faza:

$$\boldsymbol{\delta} = (\delta_1 \quad \delta_2 \quad \cdots \quad \delta_{nc})^T = (\delta_1 \quad \delta_2 \quad \delta_3 \quad \delta_4 \quad \delta_5 \quad \delta_6)^T \quad (3.28)$$

Radi pojednostavljenja zapisa izraza koji definišu momente gasnih sila, momente inercijalnih sila i promenljive momenatne inercije masa EDTS, uvedene se funkcije:

$$g_1(\alpha) = A_k \cdot \frac{ds_{kg}(\alpha)}{d\alpha} \quad (3.29)$$

$$g_2(\alpha) = A_k \cdot \frac{ds_{kp}(\alpha)}{d\alpha} \quad (3.30)$$

$$g_3(\alpha) = p_g(\alpha) \quad (3.31)$$

$$g_4(\alpha) = p_p(\alpha) \quad (3.32)$$

$$g_5(\alpha) = \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(\alpha)}{d\alpha} \quad (3.33)$$

$$g_6(\alpha) = J_{osc1}(\alpha) \quad (3.34)$$

Za razliku od funkcija $g_1(\alpha)$ i $g_2(\alpha)$, funkcije $g_i(\alpha)$, $i = 3, 4, \dots, 6$ nemaju egzaktan analitički zapis, ali se periodično ponavljaju tokom svakog radnog procesa motora. Funkcije $g_i(\alpha)$, $i = 3, 4, \dots, 6$ su u matematički model uvedene nakon aproksimacija Furijeovim trigonometrijskim polinomom, čime je dobijan njihov približan, ali dosta tačan analitički zapis, prema proceduri objašnjenj u Prilogu C ovog rada. Sa analitičkim zapisom ovih funkciji u odnosu na tekući ugao obrtanja prve mase EDTS, nije bilo teško odrediti njihove tokove za ostale mase EDTS koje uključuju cilindre motora, poštujući princip da se radi o identičnim funkcijama samo fazno pomeranim za ugao $\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha} - \boldsymbol{\delta}$.

Fazna razlika definisana izrazom $\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha} - \boldsymbol{\delta}$ je u skladu i sa ugaonim položajima pojedinih cilindara, tj „zvezdom prvog reda“ motora. U slučaju višecilindričnog motora, kakav je i motor ispitivan u ovom radu, uvedene funkcije $g_i(\alpha)$, $i = 1, 2, \dots, 6$ se mogu iskoristiti za definisanje dijagonalnih matričnih funkcija $\mathbf{G}_i(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha} - \boldsymbol{\delta})$ prema jednačini (3.35):

$$\mathbf{G}_i(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha} - \boldsymbol{\delta}) = \begin{pmatrix} g_i(\mathbf{s}_1^T \cdot \boldsymbol{\alpha} - \delta_1) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & g_i(\mathbf{s}_2^T \cdot \boldsymbol{\alpha} - \delta_2) & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \ddots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & g_i(\mathbf{s}_6^T \cdot \boldsymbol{\alpha} - \delta_{nc}) \end{pmatrix} \quad (3.35)$$

Momenti gasnih sila se sada mogu izraziti u matricnoj formi:

$$\mathbf{M}_{gas}(\boldsymbol{\alpha}) = \mathbf{S} \cdot \mathbf{G}_1(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha} - \boldsymbol{\delta}) \cdot \mathbf{p}_g(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) + \mathbf{S} \cdot \mathbf{G}_2(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha} - \boldsymbol{\delta}) \cdot \mathbf{p}_p(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) \quad (3.36)$$

Ovde su $\mathbf{p}_g(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha})$ i $\mathbf{p}_p(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha})$ vektorske funkcije tokova pritisaka u svakom od cilindara motora, pod usvojenom pretpostavkom da su radni procesi u svim cilindrima leve strane identični, samo fazno pomereni u odnosu na radni proces indiciranog prvog levog cilindra, a radni procesi u svim cilindrima desne strane identični, samo fazno pomereni u odnosu na radni proces indiciranog trećeg desnog cilindra:

$$\mathbf{p}_g(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) = (p_g(\mathbf{s}_1^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) \quad p_g(\mathbf{s}_2^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) \quad \dots \quad p_g(\mathbf{s}_{nc}^T \cdot \boldsymbol{\alpha}))^T \quad (3.37)$$

$$\mathbf{p}_p(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) = (p_p(\mathbf{s}_1^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) \quad p_p(\mathbf{s}_2^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) \quad \dots \quad p_p(\mathbf{s}_{nc}^T \cdot \boldsymbol{\alpha}))^T \quad (3.38)$$

Momenti inercijalnih sila predstavljaju totalni izvod kinetičke energije i -te mase po tekućem uglu te mase α_i , imaju dve komponente, i moraju zadovoljiti relaciju:

$$\mathbf{M}_{in}(\boldsymbol{\alpha}, \boldsymbol{\omega}, \ddot{\boldsymbol{\alpha}}) = -\mathbf{S} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha})}{d\boldsymbol{\alpha}} \cdot \dot{\boldsymbol{\alpha}} \odot \dot{\boldsymbol{\alpha}} - \mathbf{S} \cdot \mathbf{J}_{osc1}(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) \cdot \ddot{\boldsymbol{\alpha}} \quad (3.39)$$

U jednačini (3.39) $\dot{\boldsymbol{\alpha}} \odot \dot{\boldsymbol{\alpha}}$ predstavlja Hadamardov (Hadamard) ili Šurov (Schur) proizvod, koji je u stvari:

$$\dot{\boldsymbol{\alpha}} \odot \dot{\boldsymbol{\alpha}} = (\dot{\alpha}_1^2 \quad \dot{\alpha}_2^2 \quad \dot{\alpha}_3^2 \quad \dots \quad \dot{\alpha}_{nc}^2)^T = (\dot{\alpha}_1^2 \quad \dot{\alpha}_2^2 \quad \dot{\alpha}_3^2 \quad \dots \quad \dot{\alpha}_6^2)^T \quad (3.40)$$

Komponenta matrice momenata inercijalnih sila $-\mathbf{S} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha})}{d\boldsymbol{\alpha}} \cdot \dot{\boldsymbol{\alpha}} \odot \dot{\boldsymbol{\alpha}}$ se računa tako što se prvo odredi vektor:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha})}{d\boldsymbol{\alpha}} = \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(\mathbf{s}_1^T \cdot \boldsymbol{\alpha})}{d\alpha} \quad \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(\mathbf{s}_2^T \cdot \boldsymbol{\alpha})}{d\alpha} \quad \dots \quad \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(\mathbf{s}_{nc}^T \cdot \boldsymbol{\alpha})}{d\alpha} \right)^T \quad (3.41)$$

Za određivanje komponente vektora momenta inercijalnih sila $-\mathbf{S} \cdot \mathbf{J}_{osc1}(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) \cdot \ddot{\boldsymbol{\alpha}}$ neophodno je poznavati matricu promenljivih momenata inercije svih masa EDTS koje uključuju cilindre, tačnije rečeno složene krivajne mehanizme para naspramnih cilindara:

$$\mathbf{J}_{osc1}(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) = (J_{osc1}(\mathbf{s}_1^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) \quad J_{osc1}(\mathbf{s}_2^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) \quad \dots \quad J_{osc1}(\mathbf{s}_{nc}^T \cdot \boldsymbol{\alpha}))^T \quad (3.42)$$

Kako je već rečeno, pobudni moment inercijalnih sila koji je posledica kretanja krivajno-klipnog mehanizma se može podeliti na dva dela:

$$\mathbf{M}_{in1}(\boldsymbol{\alpha}, \ddot{\boldsymbol{\alpha}}) = -\mathbf{S} \cdot \mathbf{J}_{osc1}(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha}) \cdot \ddot{\boldsymbol{\alpha}} \quad (3.43)$$

$$\mathbf{M}_{in2}(\boldsymbol{\alpha}, \boldsymbol{\omega}) = -\mathbf{S} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha})}{d\boldsymbol{\alpha}} \cdot \dot{\boldsymbol{\alpha}} \odot \dot{\boldsymbol{\alpha}} \quad (3.44)$$

Prvi deo ovog pobudnog momenta $\mathbf{M}_{in1}(\boldsymbol{\alpha}, \ddot{\boldsymbol{\alpha}})$ se grupiše uz vektor ugaonog ubrzanja $\ddot{\boldsymbol{\alpha}}$. Pre toga je potrebno formirati novu dijagonalnu matricu $diag(\mathbf{S} \cdot \mathbf{J}_{osc1}(\mathbf{S}^T \cdot \boldsymbol{\alpha}))$,

dimenzije $n \times n$ sa $J_{osc1}(s_1^T \cdot \alpha)$ kao vrednostima glavne dijagonale. Sada se matrica momenata inercije može definisati kao:

$$J(\alpha) = J + \text{diag}(S \cdot J_{osc1}(S^T \cdot \alpha)) \quad (3.45)$$

Jednačina kretanja oscilatornog sistema sa kolenastim vratilom kao elastičnim telom se dalje može preformulisati u oblik:

$$J(\alpha)\ddot{\alpha} = -C \cdot \alpha - K \cdot \dot{\alpha} - S \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(S^T \cdot \alpha)}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha} \odot \dot{\alpha} + S \cdot G_1(S^T \cdot \alpha - \delta) \cdot p_g(S^T \cdot \alpha) + S \cdot G_2(S^T \cdot \alpha - \delta) \cdot p_p(S^T \cdot \alpha) + M_{opt}(\alpha) \quad (3.46)$$

Vektor ugaonih brzina se može napisati u obliku $\dot{\alpha} = I \cdot \dot{\alpha}$, gde je I jedinična matrica dimenzija $n \times n$. Definisanjem vektora stanja čije komponente su ugaon i ugaona brzina $(\alpha \ \dot{\alpha})^T$, matrični sistem (3.46) od n diferencijalnih jednačina drugog reda se nakon množenja sa $J(\alpha)^{-1}$ može transformisati u sistem od $2 \cdot n$ diferencijalnih jednačina prvog reda [4, 15]:

$$\begin{pmatrix} \dot{\alpha} \\ \ddot{\alpha} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{0} & I \\ -J(\alpha)^{-1} \cdot C & -J(\alpha)^{-1} \cdot K \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \alpha \\ \dot{\alpha} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -J(\alpha)^{-1} \cdot S \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(S^T \cdot \alpha)}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha} \odot \dot{\alpha} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ J(\alpha)^{-1} \cdot S \cdot \left(\underbrace{G_1(S^T \cdot \alpha - \delta) \cdot p_g(S^T \cdot \alpha) + G_2(S^T \cdot \alpha - \delta) \cdot p_p(S^T \cdot \alpha)}_{M_{gas}(\alpha)} - M_{opt}(\alpha) \right) \end{pmatrix} \quad (3.47)$$

gde je matrica \bar{J}^{-1} u stvari:

$$J(\alpha)^{-1} = \begin{pmatrix} J_1(\alpha)^{-1} & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2(\alpha)^{-1} & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3(\alpha)^{-1} & \cdots & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & J_7(\alpha)^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & J_8(\alpha)^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & J_9(\alpha)^{-1} \end{pmatrix} \quad (3.48)$$

Ako se proračun želi dodatno pojednostaviti, može se uvesti pretpostavka da su momenti inercije krivajno-klipnog mehanizma i ugaona brzina kolenastog vratila konstantani i jednaki svojim srednjim vrednostima ($J_{osc1}(\alpha) \approx \overline{J_{osc1}(\alpha)}$ i $\dot{\alpha} \odot \dot{\alpha} \approx \bar{\omega}^2$). Vektori komponenti momenta inercijalnih sila se u tom slučaju mogu napisati jednostavnije:

$$\overline{M_{in1}(\alpha, \ddot{\alpha})} = -S \cdot \overline{J_{osc1}(\alpha)} \cdot \ddot{\alpha} \quad (3.49)$$

$$\overline{M_{in2}(\alpha, \bar{\omega})} = -S \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(S^T \cdot \alpha)}{d\alpha} \cdot \bar{\omega}^2 \cdot I_{nc} \quad (3.50)$$

gde je $I_{nc} = (1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1)^T$.

Uvođenje jedičnog vektora kolone I_{nc} dimenzije $1 \times nc$ je bilo neminovno prilikom zamene Hadamardovog ili Šurovog proizvoda $\dot{\alpha} \odot \dot{\alpha}$ sa kvadratom srednje ugaone brzine $\bar{\omega}^2$.

Matrica momenata inercije sa konstantnim članovima \bar{J} nakon množenja $S \cdot \overline{J_{osc1}(\alpha)} \cdot \ddot{\alpha}$ sa S^T (tj. dovođenja na matricu dimenzija $n \times n$), sada se može definisati kao:

$$\bar{J} = J + S \cdot S^T \cdot \overline{J_{osc1}(\alpha)} \quad (3.51)$$

Matrična jednačina kretanja koja je izvedena pod pretpostavkama $J_{osc1}(\alpha) \approx \overline{J_{osc1}(\alpha)}$ i $\dot{\alpha} \odot \dot{\alpha} \approx \bar{\omega}^2$, glasi [4, 15]:

$$\begin{aligned} (\ddot{\alpha}) = & \begin{pmatrix} \mathbf{0} & I \\ -\bar{J}^{-1} \cdot c & -\bar{J}^{-1} \cdot K \end{pmatrix} \cdot (\dot{\alpha}) + \\ & \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ -\bar{J}^{-1} \cdot S \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(S^T \cdot \alpha)}{d\alpha} \cdot \bar{\omega}^2 \cdot I_{nc} \end{pmatrix} + \\ & \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ \bar{J}^{-1} \cdot S \cdot G_1(S^T \cdot \alpha - \delta) \cdot p_g(S^T \cdot \alpha) + \bar{J}^{-1} \cdot S \cdot G_2(S^T \cdot \alpha - \delta) \cdot p_p(S^T \cdot \alpha) - M_{opt}(\alpha) \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.52)$$

Matrične jednačine (3.47) i (3.52) su pogodne za rešavanje u programskim paketima sa ugrađenim algoritmima za rešavanje problema ovog tipa, kao što je MatLab, i to je praktično demonstrirano u referencama autora sa ovih prostora [4, 15]. U ovom radu je za rešavanje sistema diferencijalnih jednačina ispitivanog dinamičko-oscilatornog sistema razvijen poseban fortranski program, kako bi se postigla kompatibilnost programskih okruženja matematičkog modela i Markvartove metode za identifikaciju nepoznatih koeficijenata. Kao osnova za razvoj sopstvenog programa poslužila je već razvijena rutina data u referenci [42], koja se odnosila na problem oscilovanja ravne ploče oslonjene na četiri opruge u x - y ravni, sa prigušivašem (amotrizerom) postavljenim po z -osi. Integracija sistema diferencijalnih jednačina je vršena u vremenskom domenu, a zasnivala na klasičnoj metodi Runge-Kuta modifikovanoj Gilovim (Gill) popravnim koeficijentima, radi smanjenje greške numeričke integracije. Pri određivanju pobudnih momenata gasnih i inercijalnih sila, zadovoljeni su svi principi koji su ranije opisani. Promenljivi momenti inercije masa EDTS nisu aproksimirani njihovim srednjim vrednostima, već su u izvornom obliku ugrađeni u matematički model. Kod izračunavanja druge komponente momenta inercijalnih (M_{in2}) usvojena je pretpostavka da je ugaona brzina svih masa identična i jednaka srednjoj ugaonoj brzini kolenastog vratila ($\dot{\alpha}_i = \bar{\omega}$). Sistem od 14 diferencijalnih jednačina za EDTS i momente koji deluju u EDTS šematski prikazanom na slici 3.1, glasi:

Prva masa EDTS:

$$d\dot{\alpha}_1 = \frac{1}{J_1} \left[M_{gas1} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}}{d\alpha_1} \cdot \bar{\omega}^2 - M_{PU} - k_1 \cdot \dot{\alpha}_1 - \varepsilon_1 \cdot \dot{\alpha}_1 + \varepsilon_1 \cdot \dot{\alpha}_2 - c_1 \cdot \alpha_1 + c_1 \cdot \alpha_2 \right] \cdot dt \quad (3.53)$$

$$d\alpha_1 = \dot{\alpha}_1 \cdot dt \quad (3.54)$$

Druga masa EDTS:

$$\begin{aligned} d\dot{\alpha}_2 = & \frac{1}{J_2} \left[M_{gas2} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc2}}{d\alpha_2} \cdot \bar{\omega}^2 - k_2 \cdot \dot{\alpha}_2 + \varepsilon_1 \cdot \dot{\alpha}_1 - (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \cdot \dot{\alpha}_2 + \varepsilon_2 \cdot \dot{\alpha}_3 + c_1 \cdot \alpha_1 \right. \\ & \left. - (c_1 + c_2) \cdot \alpha_2 + c_2 \cdot \alpha_3 \right] \cdot dt \end{aligned} \quad (3.55)$$

$$d\alpha_2 = \dot{\alpha}_2 \cdot dt \quad (3.56)$$

Treća masa EDTS:

$$d\dot{\alpha}_3 = \frac{1}{J_3} \left[M_{gas3} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc3}}{d\alpha_3} \cdot \bar{\omega}^2 - k_3 \cdot \dot{\alpha}_3 + \varepsilon_2 \cdot \dot{\alpha}_2 - (\varepsilon_2 + \varepsilon_3) \cdot \dot{\alpha}_3 + \varepsilon_3 \cdot \dot{\alpha}_4 + c_2 \cdot \alpha_2 - (c_2 + c_3) \cdot \alpha_3 + c_3 \cdot \alpha_4 \right] \cdot dt \quad (3.57)$$

$$d\alpha_3 = \dot{\alpha}_3 \cdot dt \quad (3.58)$$

Četvrta masa EDTS:

$$d\dot{\alpha}_4 = \frac{1}{J_4} \left[M_{gas4} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc4}}{d\alpha_4} \cdot \bar{\omega}^2 - k_4 \cdot \dot{\alpha}_4 + \varepsilon_3 \cdot \dot{\alpha}_3 - (\varepsilon_3 + \varepsilon_4) \cdot \dot{\alpha}_4 + \varepsilon_4 \cdot \dot{\alpha}_5 + c_3 \cdot \alpha_3 - (c_3 + c_4) \cdot \alpha_4 + c_4 \cdot \alpha_5 \right] \cdot dt \quad (3.59)$$

$$d\alpha_4 = \dot{\alpha}_4 \cdot dt \quad (3.60)$$

Peta masa EDTS:

$$d\dot{\alpha}_5 = \frac{1}{J_5} \left[M_{gas5} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc5}}{d\alpha_5} \cdot \bar{\omega}^2 - k_5 \cdot \dot{\alpha}_5 + \varepsilon_4 \cdot \dot{\alpha}_4 - (\varepsilon_4 + \varepsilon_5) \cdot \dot{\alpha}_5 + \varepsilon_5 \cdot \dot{\alpha}_6 + c_4 \cdot \alpha_4 - (c_4 + c_5) \cdot \alpha_5 + c_5 \cdot \alpha_6 \right] \cdot dt \quad (3.61)$$

$$d\alpha_5 = \dot{\alpha}_5 \cdot dt \quad (3.62)$$

Šesta masa EDTS:

$$d\dot{\alpha}_6 = \frac{1}{J_6} \left[M_{gas6} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc6}}{d\alpha_6} \cdot \bar{\omega}^2 - M_{PVP} - k_6 \cdot \dot{\alpha}_6 + \varepsilon_5 \cdot \dot{\alpha}_5 - (\varepsilon_5 + \varepsilon_6) \cdot \dot{\alpha}_6 + \varepsilon_6 \cdot \dot{\alpha}_7 + c_5 \cdot \alpha_5 - (c_5 + c_6) \cdot \alpha_6 + c_6 \cdot \alpha_7 \right] \cdot dt \quad (3.63)$$

$$d\alpha_6 = \dot{\alpha}_6 \cdot dt \quad (3.64)$$

Sedma masa EDTS:

$$d\dot{\alpha}_7 = \frac{1}{J_7} [-M_{koc} - k_7 \cdot \dot{\alpha}_7 + \varepsilon_6 \cdot \dot{\alpha}_6 - \varepsilon_6 \cdot \dot{\alpha}_7 + c_6 \cdot \alpha_6 - c_6 \cdot \alpha_7] \cdot dt \quad (3.65)$$

$$d\alpha_7 = \dot{\alpha}_7 \cdot dt \quad (3.66)$$

Strukturno prigušenje u materijalu elemenata iza kolenastog vratila (ε_6) je pri implementaciji matematičkog modela zanemareno, dok je koeficijent trenja u kočnici (k_7) izjednačen sa nulom, pošto je ovo trenje uključeno u izmereni srednji moment kočnice ($\overline{M_{koc}}$).

To što je sistem diferencijalnih jednačina postavljen i rešavan u vremenskom domenu nije predstavljalo problem da se rešenja matematičkog modela (uglovi obrtanja i ugaone brzine pojedinih masa EDTS) izraze i u funkciji referentnog ugla obrtanja prve mase EDTS. U razvijenom fortranskom programu je ugrađen algoritam kojim je praćena tekuća vrednost ugla obrtanja prve mase EDTS, i kada su te vrednosti bivale jednake vrednostima zabeleženim u datotekama sa rezultatima merenja, beleženi su podaci o vrednostima kinematskih karakteristika ugaonog položaja i ugaone brzine svih masa EDTS. Na ovaj način je ostvarena mogućnost direktnog poređenja rezultata merenja i rezultata proračuna, što je osnovni uslov za efikasnu primenu Markvartove metode identifikacije parametara matematičkog modela koji su nepoznati ili orijentaciono poznati.

Matematički model dinamičko-oscilatornog kretanja se može postaviti i ako se za osnov ne uzmu kinematske karakteristike sistema (uglovi obrtanja i ugaone brzine), već

karakteristike torzionog oscilovanja. Osnov i za jedan i za drugi pristup su, dakle, Lagranž-Delamberove jednačine druge vrste.

Jednačina (3.15) je nelinearna pošto je uzeta u obzir realnost promene momenta inercije $J_i(\alpha_i)$ u zavisnosti od ugla obrtanja α_i . Linearizaciju jednačine kretanja i -tog diska, a time i celokupnog sistema, moguće je izvršiti poznavanjem fizikalnosti procesa, odnosno činjenice da se stanje torziona-oscilatornog sistema sa n -stepeni slobode kretanja (diskova) može jednoznačno opisati, u svakom trenutku vremena t , putem n koordinata; gdje za i -ti disk važe jednačine (3.10), (3.11) i (3.12) [5].

Prvi član desne strane jednačine (3.10) opisuje ugaono pomeranje i -tog diska oko ose obrtanja ne uzimajući u obzir torzione oscilacije. Torziona-oscilatorno kretanje i -tog diska uzima u obzir drugi član desne strane iste jednačine, i on je u odnosu na prvi član veoma mali. Uz pretpostavku $\omega_i = \omega_{i+1} = \omega = const$, funkcije $J_i(\alpha_i)$, $dJ_i(\alpha_i)/d\alpha_i$, $M_{ui}(\alpha_i)$ iz jednačine (3.15) se mogu u okolinama tačaka $\omega \cdot t$ zameniti odgovarajućim Tejlorovim (Taylor) nizovima, uz odbacivanje članova višeg reda, prema sistemu jednačina (3.67) [5]:

$$\left. \begin{aligned} J_i(\alpha_i) &= J_i(\omega \cdot t + \vartheta \cdot \alpha_i) \approx J_i(\omega \cdot t) \\ \frac{dJ_i(\alpha_i)}{d\alpha_i} &\approx \frac{dJ_i(\omega \cdot t)}{d(\omega \cdot t)} + \vartheta_i \frac{dJ_i^2(\omega \cdot t)}{d(\omega \cdot t)^2} \\ M_{ui}(\alpha_i) &= M_{ui}(\omega \cdot t + \vartheta_i) \approx M_{ui}(\omega \cdot t) = M_0 + M_i(\omega \cdot t) \\ \dot{\alpha}_i^2 &= \omega^2 + 2 \cdot \omega \cdot \dot{\vartheta}_i \end{aligned} \right\} \quad (3.67)$$

Sada se nelinearna jednačina (3.15) kretanja i -te mase (diska) može zapisati u obliku :

$$\begin{aligned} J_i(\omega t) \cdot \ddot{\vartheta}_i + k_i \cdot \dot{\vartheta}_i + \omega \frac{dJ_i(\omega \cdot t)}{d(\omega \cdot t)} \dot{\vartheta}_i + \frac{1}{2} \omega^2 \frac{dJ_i^2(\omega \cdot t)}{d(\omega \cdot t)^2} \vartheta_i + c_{i-1}(\vartheta_i - \vartheta_{i-1}) + c_i(\vartheta_i - \vartheta_{i+1}) + \varepsilon_{i-1}(\dot{\vartheta}_i - \dot{\vartheta}_{i-1}) + \\ + \varepsilon_i(\dot{\vartheta}_i - \dot{\vartheta}_{i+1}) = M_0 + M_i(\omega \cdot t) - \frac{1}{2} \omega^2 \cdot \frac{dJ_i(\omega \cdot t)}{d(\omega \cdot t)} - k_i \cdot \omega \end{aligned} \quad (3.68)$$

Jednačina (3.68) sa leve strane od znaka jednakosti sadrži kako koeficijente sa konstantnim vrednostima, tako i koeficijente čije su vrednosti periodične funkcije vremena. Ovi drugi nastaju usled dejstva inercije oscilirajućih masa sistema. Periodične funkcije položaja kolenastog vratila $J_i(\omega t)$, $dJ_i(\omega t)/d(\omega t)$, $d^2J_i(\omega t)/d(\omega t)^2$, umnogome otežavaju rešavanje sistema diferencijalnih jednačina. Svaka od ovih periodičnih funkcija se sastoji od konstantne srednje vrednosti i periodično promenljivog dela koji je, u većini slučajeva, znatno manji od njegove srednje vrednosti. Konstantni dijelovi periodičnih funkcija $dJ_i(\omega t)/d(\omega t)$, $d^2J_i(\omega t)/d(\omega t)^2$ imaju vrednost nula. Ako se izučavanje torzionih oscilacija ograniči na stacionarne režime rada motora (pri konstantnim brojevima obrtaja), te ukoliko se svi koeficijenti koji su periodične funkcije vremena zamene sa odgovarajućim srednjim vrednostima, jednačina (3.68) poprimiće sledeći oblik [5]:

$$J_i \cdot \ddot{\vartheta}_i + c_{i-1}(\vartheta_i - \vartheta_{i-1}) + c_i(\vartheta_i - \vartheta_{i+1}) + \varepsilon_{i-1}(\dot{\vartheta}_i - \dot{\vartheta}_{i-1}) + \varepsilon_i(\dot{\vartheta}_i - \dot{\vartheta}_{i+1}) + k_i \cdot \dot{\vartheta}_i = M_0 + M_i(\omega \cdot t) - k_i \cdot \omega \quad (3.69)$$

Prvi i zadnji član desne strane jednačine (3.69) imaju konstantnu vrednost, pa kao takvi utiču samo na statičku ravnotežu momenata i ne izazivaju oscilacije sistema, te se za slučaj razmatranja torzionih oscilacija ne uzimaju u obzir. Konačno, diferencijalna jednačina koja se koristiti za razmatranje torzionih oscilacija i -te mase EDTS, ima oblik [5]:

$$J_i \cdot \ddot{\vartheta}_i + c_{i-1}(\vartheta_i - \vartheta_{i-1}) + c_i(\vartheta_i - \vartheta_{i+1}) + \varepsilon_{i-1}(\dot{\vartheta}_i - \dot{\vartheta}_{i-1}) + \varepsilon_i(\dot{\vartheta}_i - \dot{\vartheta}_{i+1}) + k_i \cdot \dot{\vartheta}_i = M_i \quad (3.70)$$

gde je:

$J_i \cdot \ddot{\vartheta}_i$ – inercijalni član (moment od inercije i -te mase, odnosno i -tog diska).

$c_{i-1}(\vartheta_i - \vartheta_{i-1})$ – moment usled elastičnosti vratila između masa i i $i - 1$.

$\varepsilon_{i-1}(\dot{\vartheta}_i - \dot{\vartheta}_{i-1})$ – moment usled unutrašnjeg prigušenja u materijalu između masa i i $i - 1$.

$k_i \cdot \dot{\vartheta}_i$ – moment usled spoljašnjeg prigušenja.

M_i – promenljivi deo spoljašnjeg pobudnog momenta.

Sistem diferencijalnih jednačina koji se koristi za razmatranje torzionih oscilacija celog EDTS, ima oblik [5]:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \cdot \ddot{\vartheta}_1 + c_1(\vartheta_1 - \vartheta_2) + \varepsilon_1(\dot{\vartheta}_1 - \dot{\vartheta}_2) + k_1 \cdot \dot{\vartheta}_1 &= M_1 \\ J_2 \cdot \ddot{\vartheta}_2 + c_1(\vartheta_2 - \vartheta_1) + c_2(\vartheta_2 - \vartheta_3) + \varepsilon_1(\dot{\vartheta}_2 - \dot{\vartheta}_1) + \varepsilon_2(\dot{\vartheta}_2 - \dot{\vartheta}_3) + k_2 \cdot \dot{\vartheta}_2 &= M_2 \\ \vdots & \\ J_i \cdot \ddot{\vartheta}_i + c_{i-1}(\vartheta_i - \vartheta_{i-1}) + c_i(\vartheta_i - \vartheta_{i+1}) + \varepsilon_{i-1}(\dot{\vartheta}_i - \dot{\vartheta}_{i-1}) + \varepsilon_i(\dot{\vartheta}_i - \dot{\vartheta}_{i+1}) + k_i \cdot \dot{\vartheta}_i &= M_i \\ \vdots & \\ J_n \cdot \ddot{\vartheta}_n + c_{n-1}(\vartheta_n - \vartheta_{n-1}) + \varepsilon_{n-1}(\dot{\vartheta}_n - \dot{\vartheta}_{n-1}) + k_n \cdot \dot{\vartheta}_n &= M_n \end{aligned} \right\} \quad (3.71)$$

Oscilacije i -tog diska opisane jednačinom (3.70) su linearne oscilacije. Ovakav pristup oscilacijama omogućava dosta jednostavno rešenje datog tipa jednačina. U suprotnom, oscilacije bi se posmatrale kao nelinearne, što stvara daleko veće komplikacije kod proračuna. Analogno jednačini (3.70), za ekvivalentni sistem sa n diskova, sistemom jednačina (3.71) su opisana oscilovanja svih diskova. I ovaj sistem jednačina se može napisati u matricnom obliku [5]:

$$\mathbf{J} \cdot \ddot{\boldsymbol{\vartheta}} + \mathbf{K} \cdot \dot{\boldsymbol{\vartheta}} + \mathbf{C} \cdot \boldsymbol{\vartheta} = \mathbf{M} \quad (3.72)$$

gde je $\boldsymbol{\vartheta}$ vektor torzionih oscilacija masa EDTS. Matrice momenata inercije \mathbf{J} , prigušenja \mathbf{K} , torzionih krutosti \mathbf{C} i momenata \mathbf{M} koji deluju na pojedine mase EDTS se postavljaju prema već prikazanom postupku. Za razliku od matricne jednačine (3.16), matricna jednačina (3.72) podrazumeva da se vektori uglova torzionih oscilacije $\boldsymbol{\vartheta}$ i vektori pobudnih momenata \mathbf{M} moraju razložiti u Furijeove trigonometrijske redove.

3.2 Jednačina kretanja dinamičkog sistema sa kolenastim vratilom kao krutim telom

Jednačina kretanja dinamičkog sistema sa kolenastim vratilom motora kao krutim telom bi se mogla dobiti iz matricne jednačine (3.16), ako bi se zanemarili koeficijenti torzione krutosti i koeficijenti strukturnog prigušenja u materijalu kolenastog vratila, a momenti inercije i pobudni momenti se ne bi računali posebno za svaku masu EDTS, već za ceo oscilatorni sistem. Ovaj problem se može analizirati i kroz utrošak obrtnog momenta na promenu kinetičke i potencijalne energije sistema:

$$\sum_i M_i(\alpha) = \frac{dE_{kin}(\alpha)}{d\alpha} + \frac{dE_{pot}(\alpha)}{d\alpha} \quad (3.73)$$

$$\sum_i M_i(\alpha) = M_{gas}(\alpha) - M_{tr}(\alpha) - M_{opt}(\alpha) \quad (3.74)$$

Komponente ukupnog obrtnog momenta $\sum_i M_i(\alpha)$, prema jednačini (3.73) su:

- Ukupni moment gasnih sila $M_{gas}(\alpha)$ kao direktna posledica dejstva gasnih sila na klipove.
- Ukupni momenta trenja $M_{tr}(\alpha)$, kao zbirna vrednost trenja u raznim podsistemima motora (tačka 5.2.6).
- Moment opterećenja $M_{opt}(\alpha)$ koji u osnovi predstavlja otpor potrošača vezanog za KV motora. Ovaj moment je potrebno uvećati za momente koji se sa KV odvođe za pogon pojedinih podsistema motora. Ako se to ne uradi, a želi se obezbediti jednakost energija u matematičkom modelu i realnom sistemu, ovi momenti bi se morali uključuju u moment trenja $M_{tr}(\alpha)$.

Promena potencijalne energije motorskog mehanizma, usled spoljašnjih sila težina, značajniju ulogu ima samo kod ekstremno velikih motora, dok je kod uobičajenih konstrukcija promena kinetičke energije daleko dominantnija od promene potencijalne energije, pa se ova poslednja može zanemariti.

$$\frac{dE_{pot}(\alpha)}{d\alpha} \approx 0 \quad (3.75)$$

Ako se za ceo motorski mehanizam dovoljno tačno proceni ekvivalentni moment inercije $J(\alpha)$, kinetička energija sistema zadovoljava relaciju:

$$E_{kin}(\alpha) = \frac{1}{2} \cdot J(\alpha) \cdot \dot{\alpha}^2 \quad (3.76)$$

Uzimajući u obzir jednačine (3.73), (3.74) i (3.75), posle izračunavanja diferencijala kinetičke energije opisane jednačinom (3.76) po uglu kolenastog vratila, dobija se:

$$\sum_i M_i(\alpha) = \frac{dE_{kin}(\alpha)}{d\alpha} = \underbrace{J(\alpha) \cdot \ddot{\alpha} + \frac{1}{2} \frac{dJ(\alpha)}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha}^2}_{-M_{in}} \quad (3.77)$$

Ekvivalentni moment inercije $J(\alpha)$ se deli na komponentu koja potiče od elemenata koji vrše isključivo rotaciono kretanje $J_{rot}(\alpha)$ i komponentu $J_{osc}(\alpha)$ koja potiče od delova koji vrše pravolinijski oscilatorno kretanje:

$$J(\alpha) = J_{rot}(\alpha) + J_{osc}(\alpha) \quad (3.78)$$

Komponenta koja potiče od elemenata koji vrše isključivo rotaciono kretanje je konstantna:

$$J_{rot}(\alpha) = const = J_{rot} \quad (3.79)$$

Jednačina (3.77) se sada transformiše u jednačinu:

$$[J_{rot} + J_{osc}(\alpha)] \cdot \ddot{\alpha} = \sum_i M_i(\alpha) - \frac{1}{2} \frac{dJ(\alpha)}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha}^2 \quad (3.80)$$

Imajući u vidu da je:

$$\frac{dJ(\alpha)}{d\alpha} = \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \quad (3.81)$$

jednačina (3.80) prelazi u jednačinu:

$$[J_{rot} + J_{osc}(\alpha)] \cdot \ddot{\alpha} = \sum_i M_i(\alpha) - \frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha}^2 \quad (3.82)$$

U jednačini (3.82) se jasno mogu uočiti dve komponente ukupnog momenta inercijalnih sila, M_{in1} i M_{in2} :

$$M_{in}(\alpha, \omega, \ddot{\alpha}) = \underbrace{-J_{osc}(\alpha) \cdot \ddot{\alpha}}_{M_{in1}} - \underbrace{\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha}^2}_{M_{in2}} \quad (3.83)$$

Ukupni moment gasnih sila mora zadovoljiti jednačinu:

$$M_{gas}(\alpha) = \sum_{i=1}^{nc} (A_{kl} \cdot (p_{cilg}(\alpha - \delta_i) - p_{kg}) \cdot \frac{ds_{kg}(\alpha - \delta_i)}{d\alpha} + A_{kl} \cdot (p_{cilp}(\alpha - \delta_i) - p_{kg}) \cdot \frac{ds_{kp}(\alpha - \delta_i)}{d\alpha}) \quad (3.84)$$

Za trenje u motoru se i ovde može pretpostavi da se pokorava zakonima viskoznog trenja:

$$M_{tr}(\alpha) = k \cdot \omega \quad (3.85)$$

Ukupni moment opterećenja uključuje momente angažovane za pogon pomoćnih uređaja $M_{PU}(\alpha)$, pumpe visokog pritiska $M_{PVP}(\alpha)$, kao i otpor kočnice M_{koc} :

$$M_{opt}(\alpha) = M_{PU}(\alpha) + M_{PVP}(\alpha) + \overline{M_{koc}} \quad (3.86)$$

Diferencijalna jednačina kretanja kolenastog vratila sada glasi:

$$[J_{rot} + J_{osc}(\alpha)] \cdot \ddot{\alpha} = M_{gas}(\alpha) - M_{tr}(\alpha) - M_{opt}(\alpha) - \frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha}^2 \quad (3.87)$$

Zamenom ugaonog ubrzanja u jednačini (3.87) po sledećoj relaciji:

$$\ddot{\alpha} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \dot{\alpha} = \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \omega \quad (3.88)$$

dobija se diferencijalna jednačina čijom integracijom se izračunava promenljiv tok ugaone brzine:

$$\frac{d\omega}{d\alpha} = \frac{1}{\omega \cdot [J_{rot} + J_{osc}(\alpha)]} \left[M_{gas}(\alpha) - M_{tr}(\alpha) - \overline{M_{koc}} - \frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2 \right] \quad (3.89)$$

Za ω i $J_{osc}(\alpha)$ kao funkcije ugla α izraženog u stepenima, pri određivanju veličina $\frac{d\omega}{d\alpha}$ i $\frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha}$, desne strane odgovarajućih jednačina je potrebno pomnožiti faktorom $180/\pi$.

Jednostavniji oblik diferencijalne jednačine kretanja kolenastog vratila, koji je u nekim istraživanjima pokazao bolje izlazne rezultate od oblika datog jednačinom (3.89), se može dobiti ako se ignoriše promenljiv tok momenta inercije, kao i ugaone brzine pri izračunavanju komponente M_{in2} momenta inercijalnih sila:

$$[J_{rot} + \overline{J_{osc}(\alpha)}] \cdot \ddot{\alpha} = M_{gas}(\alpha) - M_{tr}(\alpha) - M_{opt}(\alpha) - \underbrace{\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2}_{M_{in2}} \quad (3.90)$$

Ako se uopšte ne poznaje promenljiv tok momenta inercije, on se za elementarni odsečak kolenastog vratila može približno proceniti nakon redukcije masa klipnog mehanizma na mase koje, uslovno rečeno, vrše parabolinijsko oscilatorno kretanje m_{osc} i mase koje vrše rotaciono kretanje m_{rot} , kako je to objašnjeno u tački 3.3. Promenljivi moment inercije odsečka KV se tada može aproksimirati po opštoj jednačini koja bi za levu stranu motora glasila [4, 15]:

$$J_{oscgi}(\alpha) \approx m_{oscg} \cdot \left(\frac{ds_{gi}}{d\alpha} \right)^2 \quad (3.91)$$

Istovetna jednačina bi važila i za desnu stranu motora, kada bi se umesto oznake u indesku g stavila oznaka p , i pri takvim uslovima izvršio odgovarajući proračun. Zbirni približni moment inercije elementarnog odsečka KV se dobija sabiranjem približnih

momenata inercije leve (g) i desne (p) strane motora. Izvod po uglu ovako aproksimiranog promenljivog momenta je za levu stranu motora:

$$\frac{dJ_{oscgi}(\alpha)}{d\alpha} \approx 2 \cdot m_{oscg} \cdot \frac{ds_{gi}}{d\alpha} \cdot \frac{d^2s_{gi}}{d\alpha^2} \quad (3.92)$$

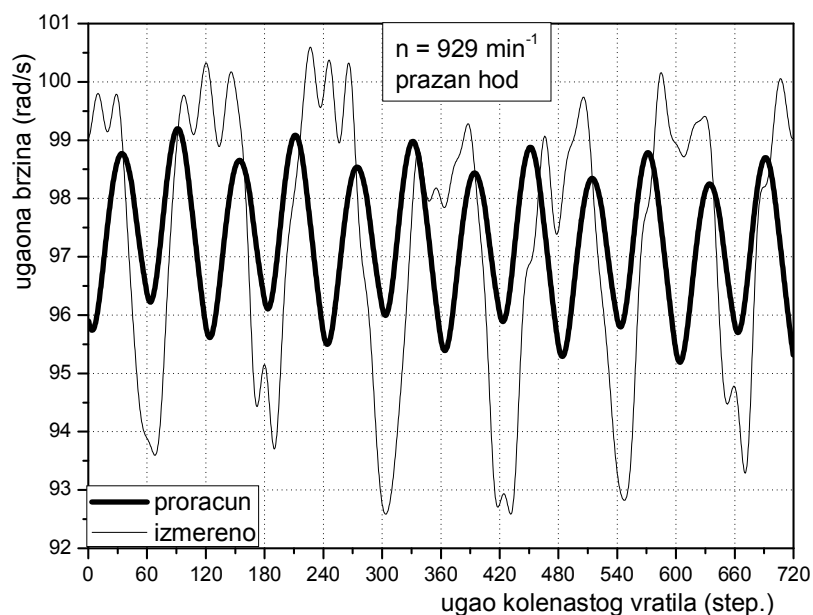
Potpuno analogna jednačina bi važila i za desnu stranu motora. Komponente momenta inercijalnih sila, za levu stranu i -tog odsečka kolenastog vratila, bi se tada računale kao:

$$M_{ing}^i(\alpha, \omega, \ddot{\alpha}) \approx \underbrace{m_{oscg} \cdot \left(\frac{ds_{gi}}{d\alpha}\right)^2 \cdot \ddot{\alpha}}_{M_{ing1}^i} - \underbrace{m_{oscg} \cdot \frac{ds_{gi}}{d\alpha} \cdot \frac{d^2s_{gi}}{d\alpha^2} \cdot \omega^2}_{M_{ing2}^i} \quad (3.93)$$

Ukupni moment inercijalnih sila jednog odsečka se dobija nakon sabiranja komponenti leve i desne strane motora. Druga komponenta momenta inercijalnih sila i -tog odsečak kolenastog vratila bi se računala kao:

$$M_{in2}^i(\alpha, \omega, \ddot{\alpha}) = M_{ing2}^i(\alpha, \omega, \ddot{\alpha}) + M_{inp2}^i(\alpha, \omega, \ddot{\alpha}) \quad (3.94)$$

Ukupni moment inercijalnih sila (za ceo motorski mehanizam) bi se dobio sabiranjem momenata inercijalnih sila svih elementarnih odsečaka. Daljom aproksimacijom $\omega \approx \bar{\omega}$, određivanje komponente M_{ini2} bi se još više uprostilo. Ovakav pristup je razmatran u referencama [4, 15].



Slika 3.2 - Uporedni dijagram proračunate i izmerene ugaone brzine kolenastog vratila pri $n = 929 \text{ min}^{-1}$ i praznom hodu

Diferencijalne jednačine (3.87) ili (3.90) dobro opisuju dinamičko ponašanje kolenastog vratila kod manjih, ne preterano forsiranih motora pri režimima bliskim režimu praznog hoda. Za motor ispitivan u ovom radu se pokazalo da primena jednačina (3.87) ili (3.90) objašnjava fizikalnost promenljivog toka ugaone brzine, ali je poklapanje sa izmerenim ugaonim brzinama dosta loše, kao što se vidi sa slike 3.2. Ova pojava bi se mogla direktno povezati sa činjenicom da je na režimima bliskim režimu praznog hoda, kod ispitivanog motora, neujednačenost radnih procesa po cilindrima daleko izraženija nego pri višim opterećenjima motora, pa greške u proceni ukupnog pobudnog momenta

gasnih sila kao ulaznog podatka matematičkog modela, daju lošu krajnju procenu promenljivog toka ugaone brzine. Naime, ispitivanjima PVP na probnom stolu BOSCH, pre ugradnje na motor, registrovane su razlike u ciklusnim količinama goriva koje isporučuju pojedini elementi PVP i do 100%. Pri ovim uslovima, razlike u geometriji i ostvarenim tolerancijama, kako sklopa klip elementa-cilindar, tako i drugih delova PVP, očigledno dolaze do punog izražaja. Dodatno na ovu pojavu utiče činjenica da i pri režimima praznog hoda nivo torzionih oscilacija u ispitivanom sistemu nije beznačajan (videti sliku 6.92). Ovim se dovodi u sumnju mogućnost da se razmatranja u kojima se za kolenasto vratilo ispitivanog motora usvaja da je kruto telo, mogu dobiti zadovoljavajuće rezultate proračuna, čak i pri režimima praznog hoda motora.

3.3 Određivanje momenata inercije kolenastog vratila

Praktično izvođenje klipnog mehanizma, usled pravolinijskog kretanja klipova i složenog kretanje klipnjača, neizbežno dovodi do varijabilnosti momenta inercije u toku obrtanja kolenastog vratila. Međutim, u mnogim inženjerskim razmatranjima, gde se zahteva poznavanje momenata inercije delova ili celog motorskog mehanizma, on se procenjuje približno na bazi jednačine (3.91), ili se čak njegova promenljivost ignoriše. Shodno tome, pravi se određena greška, ali se proračun znatno pojednostavljuje.

Brojni su primeri složenih matematičkih modela razvijenih u poslednjih nekoliko godina vezanih za rad motora, gde se moment inercije klipnog mehanizma pojavljuje kao ulazni, pa čak i izlazni parametar [43]. Da bi se problemi analizirali na precizniji način, moment inercije u ovim modelima je posmatran kao periodična funkcija ugla kolenastog vratila [43-47]. U [43] je čak razmatran uticaj trenja klipa na promenljivost momenta inercije, što je dovodilo do „prividne funkcije inercije“. U [44] je prikazan efekat varijabilnosti momenta inercije u kombinaciji sa torzionim i savojnim oscilacijama i ispitan je njihov uticaj na prirodne frekvencije oscilovanja. U oba slučaja [43, 44] objekat ispitivanja je bio motor sa jednim cilindrom. U [48] je razvijen linearni matematički model gde je usvojeno da je moment inercije konstantan, a dinamička greška je pri tome procenjena pomoću kompleksne teoreme stabilnost Ljapunova (Lyapunov).

Zanimljivo poređenje tri matematička modela različitih nivoa složenosti koji su primenjeni kod analize dinamičkog ponašanja motora sa jednim cilindrom dato je u [49]. U prvom modelu su uzeti u obzir promenljiv moment inercije, stvarni uticaj trenja, promena viskoznosti ulja za podmazivanje motora sa temperaturom i njihov zbirni uticaj na dinamiku sistema motor-kočnica. Slaganja između izračunatih i eksperimentalnih rezultata su više nego zadovoljavajuća. Drugi model je pojednostavljena varijanta prvog, sa konstantnim momentom inercije i pojednostavljenim uticajem trenja, a treći je ranije razvijen empirijski model prilagođen za konkretni motor. Rezultati drugog, a posebno trećeg modela, znatno odstupaju od eksperimentalnih rezultata.

U ovoj tački će biti prikazani rezultati proračunatih promenljivih momenata inercije krivajnog mehanizma jednog odsečka kolenastog vratila i celog kolenastog vratila, bez uzimanja u obzir trenja klipa u cilindru i dezaksijalnosti osovinice klipa u odnosu na osu cilindra (u zapadnoj literaturi se za ovaj parametar često koristi termin „offset“). Već je rečeno da je kompletan proračun sa detaljnom analizom i komentarisanjem dobijenih rezultata verifikovan kroz objavljenu referencu [74], i ovde se neće ponavljati. U Prilogu A, zbog pogodnosti, biće date samo osnovne jednačine na kojima se zasnivaju

ovi proračuni i neki važniji zaključci. Prethodno će, radi poređenja rezultata, biti prikazan postupak određivanja momenata inercije kada se oni smatraju konstantnim i približno izračunavaju korišćenjem Hajgens-Štajnerove (Huygens-Steiner) teoreme (u zapadnoj literaturi se često koristi termin „theorem parallel axis“). I za jedan i za drugi proračun se prethodno moraju odrediti parametri neophodni da bi se ti proračuni izvršili.



Slika 3.3 – Virtuelni model jednog karakterističnog odsečka klipnog mehanizma

Na osnovu konstrukcione dokumentacije motora napravljen je 3D model klipnog mehanizma korišćenjem paketa Mechanical Desktop i CATIA (slika 3.3). Kako su dimenzije 3D modela i karakteristike materijala (pre svega gustina) tačno definisani, primenom ovih ili sličnih softverskih paketa se mogu dosta tačno odrediti sledeći parametri potrebni za dalji proračun:

- mase klipnjača i klipova (ovi podaci su provereni merenjem mase),
- lokacije težišta glavne i pomoćne klipnjače,
- momenti inercije glavne i pomoćne klipnjače za njihova težišta, i
- momenti inercije karakterisčnih odsečaka (kolena) kolenastog vratila, kao i celog kolenastog vratila.

3.3.1 Proračun momenata inercije pod pretpostavkom da su oni konstantni

Ovaj pristup je zasnovan na uprošćavanju, pri čemu se mase na jednom odsečku (kolenu) motornog mehanizma zamenjuju sa koncentrisanim masama, i to masama koje vrše pravolinijsko-oscilatorno kretanje m_{osc} , i masama koje vrše čisto rotaciono kretanje m_{rot} . Pri tome se za mase m_{osc} usvaja da su koncentrisane na osama osovinica klipova, a za mase m_{rot} se usvaja da su koncentrisane na osama odgovarajućih letećih rukavaca.

Usvojena pretpostavka je tačna za klipne grupe i odsečke kolenastog vratila, ali je kretanje klipnjača prilično kompleksno pošto mala pesnica prati kretanje klipa, velika pesnica vrši čisto rotaciono, a ostatak klipnjače vrši i translatorno i rotaciono kretanje. Najčešće se i mase klipnjača dele u dve koncentrisane mase, i to deo za koji se usvaja da vrši pravolinijski-oscilatorno kretanje m_{osckpg} , i deo za koji se usvaja da vrši čisto rotaciono kretanje m_{rotkp} . Ove mase se za glavnu klipnjaču mogu odrediti iz izraza:

$$m_{osckpg} = m_{kpg} \cdot \frac{L_1}{L} \quad (3.95)$$

$$m_{rotkpg} = m_{kpg} \cdot \frac{l_2}{L} \quad (3.96)$$

a za pomoćnu klipnjaču:

$$m_{osckpp} = m_{kpp} \cdot \frac{l_1}{l} \quad (3.97)$$

$$m_{rotkpp} = m_{kpp} \cdot \frac{l_2}{l} \quad (3.98)$$

Podaci o masama, redukovanim masama klipnjača i momentima inercije za težišta elemenata složenog klipnog mehanizma ispitivanog motora su dati u tabeli 3.1. Masa osovinice koja spaja glavnu i pomoćnu klipnjaču uključena je u deo mase velike pesnice glavne klipnjače koja vrši obrtno kretanje. Masa kolenastog vratila i njegov moment inercije takođe su određeni korišćenjem 3D modela.

Ukupan moment inercije za ispitivani V motor sa 12 cilindara, kada se ignoriše da on nije konstantan, može se odrediti korišćenjem Hajgens-Štajnerove teoreme [22]:

$$J^{const} = J_{KV} + 6 \cdot (m_{rotkpg} + m_{rotkpp}) \cdot R^2 + \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot (2 \cdot m_{kl} + m_{osckpg} + m_{osckpp}) \cdot R^2 \quad (3.99)$$

Tabela 3.1 - Mase i momenti inercije elemenata složenog klipnog mehanizma

element	masa		moment inercije	
	oznaka	vrednost [kg]	oznaka	vrednost [kg·m ²]
klipna grupa	m_{kl}	4,314	-	-
glavna klipnjača	m_{kpg}	5,507	J_{kpg}	0,084769 (za težište)
deo glavne klipnjače za koji se usvaja da se kreće translatorno	m_{osckpg}	1,434	-	-
deo glavne klipnjače za koji se usvaja da vrši rotaciono kretanje	m_{rotkpg}	4,073	-	-
pomoćna klipnjača uključujući spajajuću osovinicu	m_{kpp}	2,785	J_{kpp}	0,027115 (za težište)
deo pomoćne klipnjače za koji se usvaja da se kreće translatorno	m_{osckpp}	1,160	-	-
deo pomoćne klipnjače za koji se usvaja da vrši rotaciono kretanje	m_{rotkpp}	1,625	-	-
kolenasto vratilo	m_{KV}	94,339	J_{KV}	0,4831 (za osu rotacije)

U jednačini (3.99), prvi član je samo moment inercije kolenastog vratila, a drugi i treći član, redom, predstavljaju redukovane momente inercije rotacionih masa i pravolinijski-oscilatornih masa. Uticaj pravolinijski-oscilatornih masa na ukupni moment inercije nije isti u toku celog radnog ciklusa motora. Kada su klipovi u svojim mrtvim tačkama, doprinos pravolinijski-oscilatornih masa ukupnom momentu inercije je jednak nuli. U poziciji kada koleno kolenastog vratila sa osama cilindara zaklapa takve uglove da pravolinijski-oscilatorne mase tada vrše čisto rotaciono kretanje (90 i 270 stepeni ugla obrtanja KV na levoj strani mehanizma), njihov doprinos ukupnom momentu inercije je maksimalan, praktično kao da su ove mase u celosti koncentrisane na osama velikih pesnica klipnjača, odnosno letećeg rukavca odsečka kolenastog vratila. Zbog toga se doprinos pravolinijski oscilatornih masa ukupnom momentu inercije uzima kao jedna polovina (1/2) vrednosti koja bi se dobila da su oni bili koncentrisani na osi velike pesnice, odnosno letećeg rukavca.

U jednačinini (3.99) su sadržani članovi koji se mogu analizirati zasebno, a javljaće se i u analizama koje slede:

- masa pravolinijski-oscilatornih elemenata glavnog cilindra kao zbir dela glavne klipnjače za koji se usvaja da se kreće translatorno i klipne grupe glavnog cilindra:

$$m_{oscg} = m_{osckpg} + m_{kl} \quad (3.100)$$

- masa pravolinijski-oscilatornih elemenata pomoćnog cilindra kao zbir dela pomoćne klipnjače za koji se usvaja da se kreće translatorno i klipne grupe pomoćnog cilindra:

$$m_{oscp} = m_{osckpp} + m_{kl} \quad (3.101)$$

- moment inercije svih elemenata motornog mehanizma za koje se usvaja da vrše rotaciono kretanje pri čemu se ignoriše promenljivost momenta inercije:

$$J_{rot}^{cons} = J_{KV} + 6 \cdot (m_{rotkpg} + m_{rotkpp}) \cdot R^2 \quad (3.102)$$

- moment inercije elemenata i -tog odsečka motornog mehanizma za koje se usvaja da vrše rotaciono kretanje pri čemu se ignoriše promenljivost momenta inercije:

$$J_{roti}^{cons} = J_{oKVi} + (m_{rotkpg} + m_{rotkpp}) \cdot R^2 \quad (3.103)$$

- moment inercije elemenata i -tog odsečka motornog mehanizma (slika 3.3), prema usvojenim pretpostavkama, se može dobiti iz relacije:

$$J_i^{cons} = J_{oKVi} + (m_{rotkpg} + m_{rotkpp}) \cdot R^2 + \frac{1}{2} \cdot (m_{oscg} + m_{oscp}) \cdot R^2 \quad (3.104)$$

Kao što se vidi, izlazi iz jednačina (3.99) i (3.104) su konstante veličine, odnosno promenljivost polarnog momenta inercije se ovde zanemaruje. Proračun će dati konstantne vrednosti za koje se očekuje da će biti bliske srednjim vrednostima promenljivih momenata inercije.

U tabeli 3.2 su dati rezultati proračuna dobijeni na osnovu jednačina od (3.99) do (3.104). J_{oKV} predstavlja vrednost momenta inercije karakterističnog odsečak kolenastog vratila prikazanog na slici 3.3.

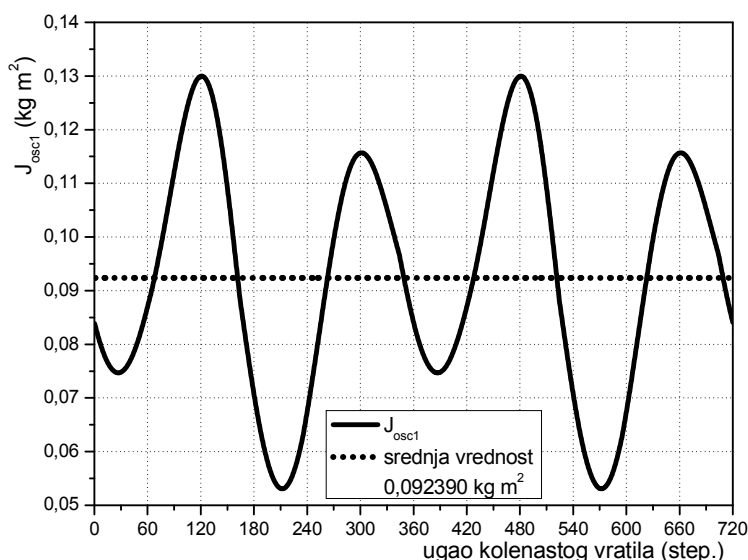
Tabela 3.2 – Rezultati proračuna dobijeni na osnovu jednačina (3.99) do (3.104)

J^{const} kg·m ²	m_{oscg} kg	m_{oscp} kg	J_{rot}^{const} kg·m ²	J_{oKV} kg·m ²	J_{roti}^{const} kg·m ²	J_i^{const} kg·m ²
1,032718	5,748	5,471	0,760023	0,077538	0,123692	0,169129

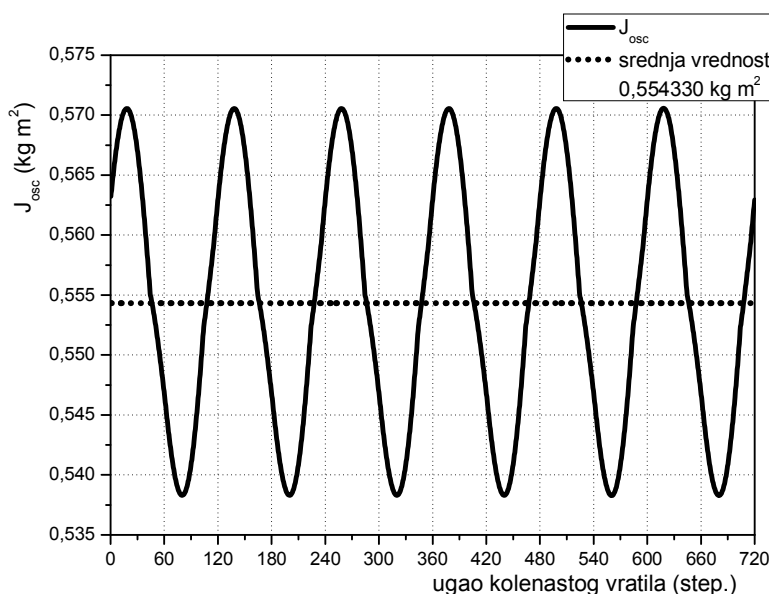
3.3.2 Promenljivi momenti inercije

Na slici 3.4 je predstavljen dijagram promenljivog momenta inercije prvog odsečka kolenastog vratila označen sa $J_{osc1}(\alpha)$, u zavisnosti od ugla obrtanja KV. Kao što se može videti, dobijena je periodična funkcija sa periodom 360 stepeni i njena srednja vrednost je 0,092390 kg·m². Srednja vrednost momenta inercije $J_{osc1}(\alpha)$ sa slike 3.4 se može direktno porediti sa razlikom momenata inercije J_i^{const} i J_{oKVi} (videti tabelu 3.2), koja iznosi 0,091591 kg·m². Odstupanje ove razlike od srednje vrednosti promenljivog momenta inercije $J_{osc1}(\alpha)$ je vrlo malo, i iznosi oko 0,9%. Međutim, važno je istaći da varijacije promenljivog momenta inercije $J_{osc1}(\alpha)$ u odnosu na srednju vrednost iznose oko $\pm 40,7\%$. Imajući u vidu da se promenljivi momenti inercije karakterističnih odsečaka kolenastog vratila ugrađuje u matematičke modele dinamike torziona-

oscilatornih sistema gde se kolenasto vratilo posmatra kao elastično telo, sasvim je jasno da se varijacije promenljivog momenta inercije, koje se u ovom primeru kreću u granicama $\pm 40,7\%$, ne bi smele ignorisati.



3.4 – Promenljivi moment inercije prouzrokovan kretanjem klipova i klipnjača prvog odsečka kolenastog vratila



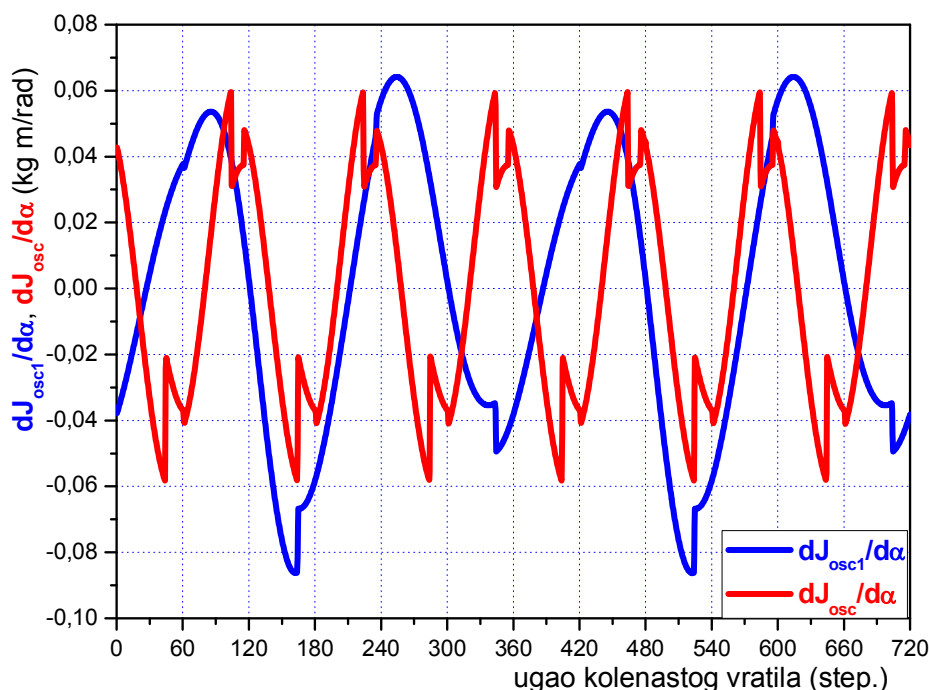
Slika 3.5 – Ukupan promenljivi moment inercije klipnog mehanizma motora

Promenljivi moment inercije izazvan kretanjem svih klipnjača i klipova motora $J_{osc}(\alpha)$ je prikazan je na slici 3.5. Dobijena kriva predstavlja periodičnu funkciju, sa periodom od 120 stepeni ugla obrtanja kolenastog vratila. Srednja vrednost ovog momenta inercije iznosi $0,554330 \text{ kg m}^2$. Ova srednja vrednost se može direktno porediti sa razlikom momenata inercije J^{const} (tabela 3.2) i J_{KV} (tabela 3.1) koja iznosi $0,549618 \text{ kg m}^2$. Odstupanje ove razlike od srednje vrednosti $J_{osc}(\alpha)$ je, kao i u prethodnom slučaju, manje od $0,9\%$. Varijacije ukupnog promenljivog momenta inercije $J_{osc}(\alpha)$ u odnosu na srednju vrednost iznose oko $\pm 3,0\%$, što je znatno manje nego za slučaj

promenljivog momenta inercije jednog karakterističnog odsečka kolenastog vratila. Kako se ukupni promenljivi momenti inercije karakterističnih odsečaka kolenastog vratila ugrađuje u matematičke modele dinamike torziona-oscilatornih sistema gde se kolenasto vratilo može posmatrati kao kruto telo, same varijacije promenljivog momenta inercije, koje se u ovom primeru kreću u granicama $\pm 3,0\%$, nemaju veliki direktan uticaj na dinamičke proračune kod takvih sistema.

Srednja vrednost ukupnog moment inercije jednog odsečka motorskog mehanizma se može dobiti sabiranjem srednje vrednosti varijabilnog dela sa slike 3.4 i konstantnog momenta inercije odgovarajućeg odsečka kolenastog vratila J_{oKV_i} (tabela 3.2). Za odsečak KV prikazan na slici 3.3 se u tom slučaju dobija srednja vrednost promenljivog momenta inercije od $0,169928 \text{ kg m}^2$. Ova vrednost se može porediti sa momentom inercije elemenata i -tog odsečka motornog mehanizma računatog prema Hajgens-Štajnerovoj teoremi (J_i^{const} —tabela 3.2). Vidi se da je razlika između ove dve vrednosti manja od $0,5 \%$. Istovetna procentualna razlika se dobija ako se slično poređenje izvrši za sve odsečke, odnosno celo kolenasto vratilo.

Može se zaključiti da su, u svakom od ovih slučajeva, razlike u srednjim vrednostima promenljivih momenata inercije i konstantnih vrednosti dobijenih primenom Hajgens-Štajnerove teoreme ispod 1% .



Slika 3.6 – Izvodi promenljivih momenata inercije pokretnih masa u jednom paru naspramnih cilindara $J_{osc1}(\alpha)$ i u celom motoru $J_{osc}(\alpha)$ po uglu obrtanja KV

Na slici 3.6 su prikazani izvodi promenljivih momenata inercije pokretnih masa u jednom paru naspramnih cilindara $J_{osc1}(\alpha)$ i u celom motoru $J_{osc}(\alpha)$ po uglu obrtanja kolenastog vratila α . Ovi dijagrami će poslužiti za bolje razumevanje problematike određivanja komponente $M_{in2}(\alpha, \omega, \ddot{\alpha})$ momenata koji potiču od inercijalnih sila pravolinijski oscilatornih masa (tačka 4.2) i greške u proceni ovih momenata kada se primenjuje približna jednačina (3.93). Dijagrami prikazani na slici 3.6 na najbolji način

odražavaju složenost kretanja klipova i klipnjača krivajnih mehanizama kod kojih je pomoćna klipnjača povezana sa velikom pesnicom glavne klipnjače, što se ne može jasno videti iz tokova promenljivih momenata inercije (slike 3.4 i 3.5), koje na prvi pogled izgledaju kao glatke krive. Detaljnije analize izložene u referenci [74] ukazuju da je za nagle gradijente krivih sa slike 3.6 i njihovu asimetričnost, isključivo odgovorna pomoćna klipnjača, tačnije rečeno vrlo složen i neperiodičan tok trenutne brzine njenog težišta mase u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila, što se može videti na slici A.6 u Prilogu A ovog rada. Komponente $M_{in2}(\alpha, \omega, \ddot{\alpha})$ momenata koji potiču od inercijalnih sila pravolinijski oscilatornih masa, za oba matematička modela dinamike torziona-oscilatornih sistema (i sa kolenastim vratilom kao krutim telom i kao elastičnim telom), određuju se upravo tako što se izvodi promenljivih momenata inercije po uglu obrtanja kolenastog vratila množe sa polovinom kvadrata trenutne ugaone brzine. Specifičan tok krivih izvoda promenljivih momenata inercije po uglu obrtanja kolenastog vratila (slika 3.6) ukazuju da aproksimacije ovih krivih primenom približnih jednačina, može bitnije uticati na tačnost proračuna matematičkih (simulacionih) modela.

Pošto su momenti inercije računati kao funkcije ugla obrtanja kolenastog vratila α izraženog u stepenima (slike 3.4 i 3.5), pri određivanju veličina njihovih izvoda po uglu KV (slika 3.6), tokom diferenciranja se ugaoni domen iz stepeni mora prevesti u radijane, što se obezbeđuje množenjem faktorom $180/\pi$. Za izračunavanje ovih izvoda korišćena je već razvijen fortranski program numeričkog diferenciranja tabličnih funkcija, dat u referenci [42].

3.4 Aproksimacija periodičnih funkcija radnog procesa Furijeovim trigonometrijskim polinomom

U jednačinama kretanja kolenastog vratila kao dela oscilatornog sistema javljaju se funkcije $g_3(\alpha) = p_g(\alpha)$, $g_4(\alpha) = p_p(\alpha)$, $g_5(\alpha) = \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc1}(\alpha)}{d\alpha}$ i $g_6(\alpha) = J_{osc1}(\alpha)$. Odgovor na pitanje kako za izmerene pritiske u glavnom i pomoćnom cilindru (p_g i p_p) ili za izračunatu vrednost promenljivih momenata inercije $J_{osc1}(\alpha)$ i njegovog uzvoda po uglu kolenastog vratila $\frac{dJ_{osc1}(\alpha)}{d\alpha}$ kao jako složene funkcije ugla obrtanja kolenastog vratila α (tačka 3.3) odrediti aproksimativne funkcije koje imaju matematički zapis, vrlo je jednostavan: treba primeniti Furijeov trigonometrijski interpolacioni polinom.

Procedura i prateće jednačine aproksimacije izmerenih ili izračunatih tabličnih funkcija radnog procesa Furijeovim trigonometrijskim polinomom, čime je dobija njihov približan, ali i dosta tačan analitički zapis, dati su u Prilogu C ovog rada.

Mora se naglasiti da se aritmetička metoda Furijeove analize i sinteze pokazala kao naročito moćno sredstvo koje je u ovom radu iskorišćeno prilikom:

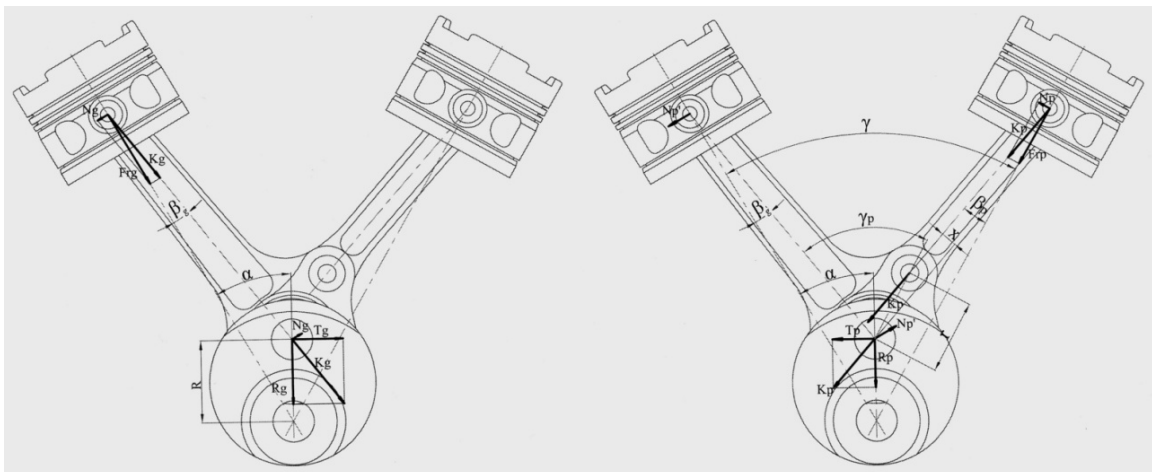
1. Filtriranja izmerenih ili na osnovu njih proračunatih podataka.
2. Aproksimacije neke tablične funkcije i dobijanja nove tablične funkcije veće ili manje rezolucije tj. sa većim ili manjim brojem tačaka.
3. Harmonijske analize periodičnih funkcija radnog procesa motora u delovima ove disertacije gde se neki zaključak bazirao na primeni Furijeovog trigonometrijskog polinoma (npr. pri harmonijskoj analizi izmerenih ugaonih brzina i pobudnih momenata).

4. Momenti koji se generišu u dinamičko-oscilatornom sistemu sa motorom SUS kao njegovim sastavnim delom

4.1. Unutrašnje sile i momenti koje se javljaju u klipnom mehanizmu motora

Postupak redukcije masa jednog odsečka (kolena) motornog mehanizma i njihova zamena koncentrisanim masama za koje se usvaja da vrše pravolinijsko-oscilatorno kretanje s jedne strane, i masama za koje se usvaja da vrše čisto rotaciono kretanje s druge strane, opisan je nizom jednačina od (3.95) do (3.101) u tački 3.3.1. Pošto je kretanje masa klipnog mehanizma jako složeno, pretpostavka o konstantnosti ovih veličina u dinamičkom pogledu nije korektna. Međutim, ovakav pristup omogućava približnu procenu momenta inercije. Za levu stranu motora to je niz jednačina od (3.91) do (3.93), a za obe strane jednačina (3.94). Zbog svoje jednostavnosti opisani postupak se često koristi. Najtačnije određivanje momenata inercijelnih sila je postupak koji se bazira na realnom momentu inercije kao pravom uzročniku postojanja inercijalnih sila u motornom mehanizmu, prema jednačini (3.83). Ipak, uvođenje redukovanih konstantnih masa koncentrisanih na osama osovinica klipova za koje se usvaja da vrše pravolinijski-oscilatorno kretanje, predstavlja jedini put da se sa zadovoljavajućom tačnošću procene unutrašnje sile i momenti koje se javljaju u klipnom mehanizmu motora. Poznavanje unutrašnjih sila koji se javljaju u klipnom mehanizmu motora je neophodno pri proračunu gubitaka na trenje (misli se na normalnu i radijalnu silu) i opterećenja pojedinih elemenata klipnog mehanizma [17], pa će se u ovoj tački dati osnovne jednačine za njihovu približnu procenu.

Jednačine kojim se proračunavaju unutrašnje sile generisane u složenom klipnom mehanizmu sa glavnom i pomoćnom (bočnom) klipnjačom usled delovanja gasnih i približno procenjenih inercijalnih sila se razlikuju za levu i desnu stranu motora, usled nesimetričnosti klipnog mehanizma (slika 4.1). Zbog toga će proračun posebno biti izveden za sile i momente leve strane klipnog mehanizma (slika 4.1 levo), a posebno za sile i momente desne strane klipnog mehanizma (slika 4.1 desno).



Slika 4.1 – Sile koje se generišu u klipnom mehanizmu

Na osovinicu glavnog klipa deluje gasna sila $F_{gg}(\alpha)$ i inercijalna sila pravolinijski oscilatornih masa $F_{i,g}(\alpha)$. Te sile su kolinearne pa se mogu algebarski sabrati dajući rezultujuću silu na osovinici klipa $F_{r,g}(\alpha)$:

$$F_{rg}(\alpha) = F_{gg}(\alpha) + F_{ig}(\alpha) \quad (4.1)$$

gde je:

$$F_{gg}(\alpha) = A_k \cdot (p_g(\alpha) - p_{kg}) = \frac{D_k^2 \cdot \pi}{4} \cdot (p_g(\alpha) - p_{kg}) \quad (4.2)$$

a inercijalna sila pravolinijski oscilatornih masa bi se približno mogla odrediti iz izraza

$$F_{ig}(\alpha) = -a_{kg} \cdot m_{oscg} \quad (4.3)$$

pod pretpostavkom da je m_{oscg} približno konstantna veličina određena prema jednačini (3.100).

Sada se mogu dobiti približne vrednosti sila i momenata na levoj strani motora. Rezultujuća sila na klipju $F_{rg}(\alpha)$ se razlaže na komponentu normalno na osu cilindra—normalna sila $N_g(\alpha)$, i na komponentu u pravcu ose glavne klipnjače—sila u glavnoj klipnjači $K_g(\alpha)$:

$$N_g(\alpha) = F_{rg}(\alpha) \cdot tg \beta_g \quad (4.4)$$

$$K_g(\alpha) = \frac{F_{rg}(\alpha)}{\cos \beta_g} \quad (4.5)$$

Sila u glavnoj klipnjači deluje na leteći rukavac i ona se razlaže na komponentu u pravcu tangente na putanju ose letećeg rukavca—tangencijalna sila $T_g(\alpha)$ i komponentu u pravcu radijusa kolena—radijalna sila $R_g(\alpha)$:

$$T_g(\alpha) = K_g(\alpha) \cdot \sin(\alpha + \beta_g) \quad (4.6)$$

$$R_g(\alpha) = K_g(\alpha) \cdot \cos(\alpha + \beta_g) \quad (4.7)$$

Približni tok obrtnog momenta koji potiče od i -tog glavnog cilindra dobija se iz izraza:

$$M_{ig}(\alpha) = T_g(\alpha) \cdot R \quad (4.8)$$

Rezultujuća sila na klipju pomoćnog cilindra $F_{rp}(\alpha)$ se dobija kao algebarski zbir gasne $F_{gp}(\alpha)$ i inercijalne sile F_{ip} pravolinijski oscilatornih masa pomoćnog cilindra:

$$F_{rp}(\alpha) = F_{gp}(\alpha) + F_{ip}(\alpha) \quad (4.9)$$

gde je:

$$F_{gp}(\alpha) = A_k \cdot (p_p - p_{kg}) = \frac{D_k^2 \cdot \pi}{4} \cdot (p_p - p_{kg}) \quad (4.10)$$

a inercijalna sila bi se približno mogla proceniti preko izraza:

$$F_{ip}(\alpha) = -a_{kp} \cdot m_{oscp} \quad (4.11)$$

pod pretpostavkom da je m_{oscp} konstantna veličina koja zadovoljava jednačinu (3.101).

Sada se mogu dobiti približne vrednosti sila i momenata na desnoj strani motora. Rezultujuća sila na klipju se razlaže na komponentu normalno na osu cilindra $N_p(\alpha)$ i na komponentu u pravcu ose pomoćne klipnjače (sila u pomoćnoj klipnjači $K_p(\alpha)$):

$$N_p(\alpha) = F_{rp}(\alpha) \cdot tg \beta_p \quad (4.12)$$

$$K_p(\alpha) = \frac{F_{rp}(\alpha)}{\cos \beta_p} \quad (4.13)$$

Sila u pomoćnoj klipnjači $K_p(\alpha)$ deluje na osovinicu koja povezuje pomoćnu klipnjaču sa glavnom. Redukcijom ove sile na osu letećeg rukavca, pored identične sile sili $K_p(\alpha)$, dobija se i moment inteziteta $K_p(\alpha) \cdot x$, koji teži da zaokrene glavnu klipnjaču. Rastojanje x se može izraziti kao:

$$x = r \cdot \sin(\beta_g - \beta_p - \psi) \quad (4.14)$$

Ovaj moment izaziva dodatnu komponentu normalne sile $N'_p(\alpha)$ koja se može izračunati iz jednakosti momenata koji ta sila stvara na kraku $L \cdot \cos \beta_g$ i momenta koji stvara sila $K_p(\alpha)$ na kraku x :

$$N'_p(\alpha) = K_p(\alpha) \cdot \frac{r}{L} \cdot \frac{\sin(\beta_g - \beta_p - \psi)}{\cos \beta_g} \quad (4.15)$$

Dodatna normalna sila $N'_p(\alpha)$ se redukuje na osu osovinice glavnog klipa i prenosi se na glavni klip, pa je ukupna rezultantna normalna sila $N_{rg}(\alpha)$ koja deluje na glavni klip:

$$N_{rg}(\alpha) = N_g(\alpha) + N'_p(\alpha) \quad (4.16)$$

Sila koja potiče od pomoćnog cilindra i deluje tangencijalno na leteći rukavac iznosi:

$$T_p(\alpha) = K_p(\alpha) \cdot \sin(\alpha - \psi + \beta_p) + N'_p(\alpha) \cdot \cos \alpha \quad (4.17)$$

dok je radijalna sila koja potiče od pomoćnog cilindra i deluje u pravcu radijusa kolena:

$$R_p(\alpha) = K_p(\alpha) \cdot \cos(\alpha - \psi + \beta_p) - N'_p(\alpha) \cdot \sin \alpha \quad (4.18)$$

Približni obrtni moment koji potiče od pomoćnog cilindra se dobija iz izraza:

$$M_{ip}(\alpha) = T_p(\alpha) \cdot R \quad (4.19)$$

Ukupni približni obrtni moment koji deluje na i -tom letećem rukavcu kolena kolenastog vratila je:

$$M_i(\alpha) = M_{ig}(\alpha) + M_{ip}(\alpha) \quad (4.20)$$

Ako bi se zanemarile gasne sile u naspramnim cilindrima ($F_{gg}(\alpha) = 0$ i $F_{gp}(\alpha) = 0$), obrtni moment izračunat na osnovu jednačine (4.20) bi se odnosio samo na zbir komponenti približnih momenata inercijalnih sila naspramnih cilindara na i -tom kolenu kolenastog vratila M_{in2i} . Komponenta momenta M_{in2i} za levu stranu motora je već opisana jednačinom (3.93), a odgovarajuća komponenta za desnu stranu motora bi se dobila na osnovu jednačine potpuno analogne jednačini (3.93). S druge strane, zanemarivanjem inercijalnih sila pravolinijski oscilatornih masa naspramnih cilindara ($F_{ig}(\alpha) = 0$ i $F_{ip}(\alpha) = 0$), jednačina (4.20) je ekvivalentna jednačini (3.84) za proračun momenata gasnih sila, odnosno, i jednim i drugim postupkom bi se dobili korektni tokovi momenata gasnih sila.

Radijalne i tangencijalne sile koje potiču od glavnog i pomoćnog cilindra, a koje deluju na zajednički leteći rukavac su kolinearne i mogu se algebarski sabrati, pa je rezultujuća radijalna sila za i -to koleno kolenastog vratila:

$$R_{ui}(\alpha) = R_g(\alpha) + R_p(\alpha) \quad (4.21)$$

a tangencijalna:

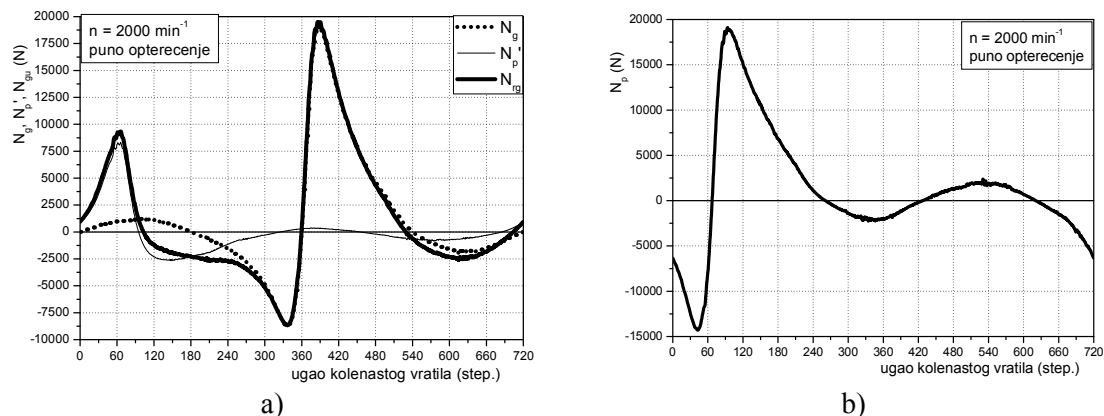
$$T_{ui}(\alpha) = T_g(\alpha) + T_p(\alpha) \quad (4.22)$$

Trenutna ukupna tangencijalna sila motora $T_u(\alpha)$ se dobija sabiranjem trenutnih tangencijalnih sila koje deluju na svakom letećem rukavcu kolenastog vratila, vodeći računa o faznoj pomeranosti radnih procesa u pojedinim cilindrima:

$$T_u(\alpha) = \sum_i T_{ui}(\alpha) \quad (4.23)$$

Ukupni približni obrtni moment motora je direktno srazmeran ukupnoj tangencijalnoj sili, a može se dobiti i kao suma ukupnih obrtnih momenata koji deluju na svim letećim rukavcima kolenastog vratila:

$$M_u(\alpha) = T_u(\alpha) \cdot R = \sum_i M_i(\alpha) \quad (4.24)$$

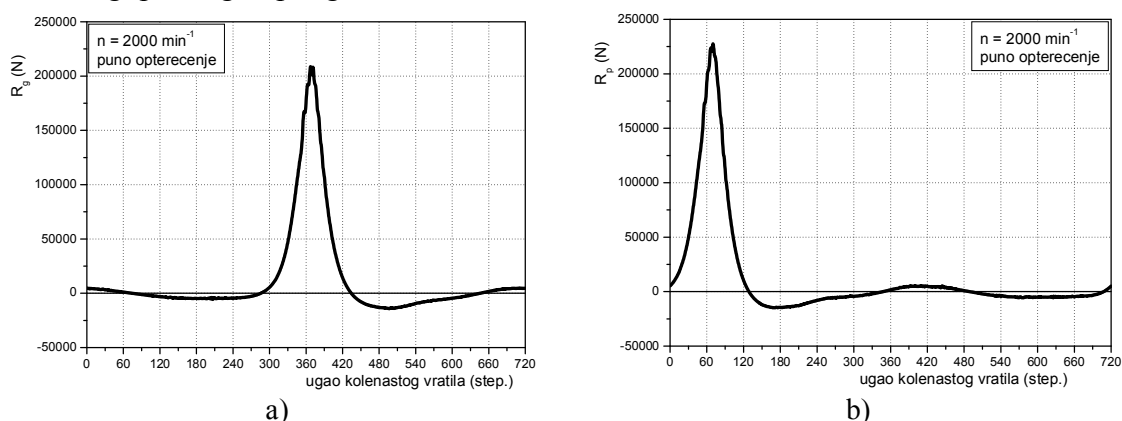


Slika 4.2 – Normalna sila u glavnom cilindru (a) i u pomoćnom cilindru (b)

Na slici 4.2 je prikazan tok normalne sile u glavnom cilindru (a) i u pomoćnom cilindru (b). Prvo što se zapaža je da i u jednom i u drugom slučaju pikovi prikazanih krivih dostižu skoro 20000 N. To ukazuje da je trenje u kontaktu klipna grupa–košuljica cilindra kod ovog motora dosta veliko, pa je sasvim opravdano uvođenje konstruktivnog rešenja kojim se iz glavne uljne magistrale preko posebnih cevčica dovodi ulje pod pritiskom na unutrašnje površinu klipova. Ovim se, s jedne strane, snižava opšti nivo temperatura klipova, a s druge strane se poboljšava podmazivanje u kontaktu klipna grupa–košuljica cilindra, pošto jedan deo tog ulja dospeva i u zonu kontakta.

Ovde je jako interesantna još jedna činjenica, to jest specifičnost ispitivanog motora. Generisanje komponente dodatne normalne sile $N_p'(\alpha)$ usled nesimetričnosti klipnog mehanizma, koja združeno sa komponentom $N_g(\alpha)$ deluje u kontaktu klipna grupa–košuljica glavnog cilindra, izaziva atipičan tok rezultujuće normalne sile $N_{rg}(\alpha)$ (slika 4.2 a). Njena atipičnost je u tome što u mrtvim tačkama nema nulte vrednosti, kao što bi to bilo u slučaju nekog simetričnog klipnog mehanizma, gde bi rezultujuća normalna sila bila ono što je sada njena komponenta $N_g(\alpha)$. To praktično znači da je u mrtvim tačkama glavnog klipa Stribekov broj računat po jednačini (5.5) jednak nuli, a onda je i debljina uljnog filma računata prema jednačini (5.11) na nivou koji se približava uslovima elastohidrodinamičkog podmazivanja (oko 1 μm). U takvim uslovima, najkritičnija situacija sa podmazivanjem se može očekivati na kraju takta usisavanja i početku takta sabijanja u glavnom cilindru (180 stepeni ugla obrtanja kolenastog vratila na slici 4.2 a). Tada rezultujuća normalna sila, na primer pri 2000 min⁻¹ i punom opterećenju, dostiže apsolutnu vrednost oko 2500 N (slika 4.2 a). To je približno isti nivo sile koji se javlja na kontaktu podizač ventila–breg bregastog vratila (slike 4.26 i 4.27). Iz ovoga bi se mogao izvesti zaključak da zbog uticaja pomoćnog cilindra, lokalno povećanje trenja u kontaktu klipna grupa–košuljica glavnog cilindra u UMT, na kraju

takta usisavanja i početku takta sabijanja, u većoj meri doprinosi habanju tog sklopa nego kada je klip glavnog cilindra u SMT tokom procesa sagorevanja. Ovim se ne osporava činjenici da lokalno trenje u kontaktu klipna grupa–košuljica glavnog cilindra u SMT tokom procesa sagorevanja značajno utiče na povećano habanje u zoni kontakta. Ako se uzme u obzir koliki je gradijent rezultujuće normalne sile glavnog cilindra $N_{rg}(\alpha)$ i normalne sile pomoćnog cilindra $N_p(\alpha)$ u SMT tokom procesa sagorevanja, kada se klip praktično zaustavlja, jasno je da se ovim trenutcima radnog procesa motora mora pripisati veliki uticaj na habanje u zoni kontakta klipna grupa–košuljica cilindra (cilindar). Normalna sila u pomoćnom cilindru svoje nulte vrednosti postiže u mrtvim tačkama klipa tog cilindra, što se sa tribološkog aspekta može podvesti pod slučaj klasičnog, prostog klipnog mehanizma.



Slika 4.3 – Komponente radijalne sile nastale u glavnom cilindru (a) i u pomoćnom cilindru (b)

Komponente radijalne sile koje potiču od glavnog (slika 4.3 a) i od pomoćnog cilindra (slika 4.3 b) direktno deluju na oslončka ležišta kolenastog vratila. O nivoima opterećenja tih ležišta najbolje govore gradijenti i vrednosti pikova komponenti radijalne sile, koji za režim 2000 min^{-1} pri punom opterećenju iznose preko 200000 N (slika 4.3). Povoljna okolnost je da ovakav nagli rast radijalnih sila pojačava efekat istiskivanja ulja iz oslončkih ležišta, čime se smanjuje opšti nivo torzionih oscilacija u sistemu.

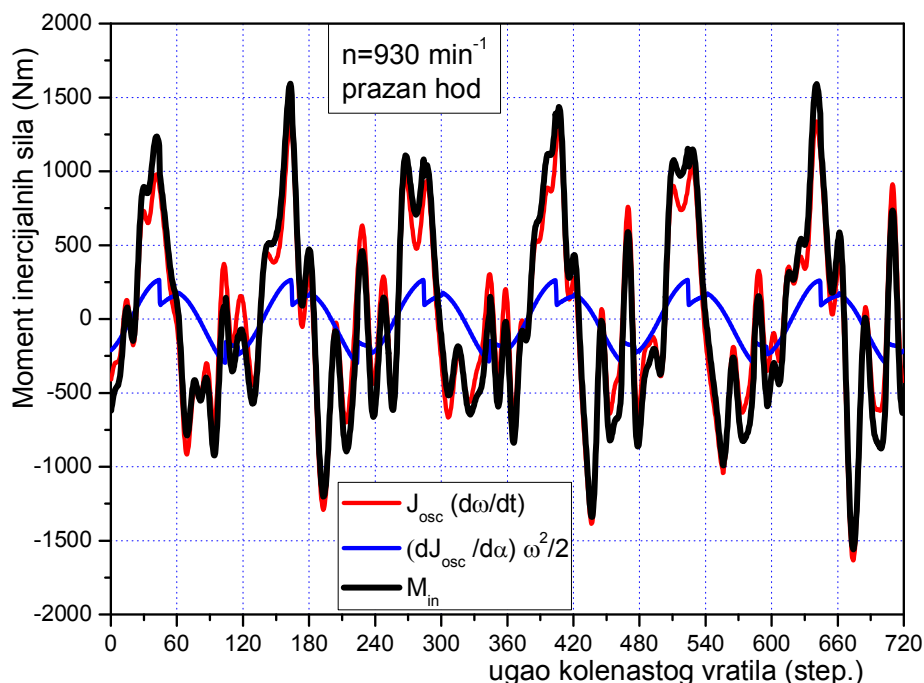
Prikazana analiza normalnih i radijalnih sila u klipnom mehanizmu ispitivanog motora u dobroj meri pruža odgovor na pitanje zašto je radni vek ovog motora, pre obaveznog generalnog remonta, propisan na svega 500 moto-časova.

4.2. Momenti inercijalnih sila

U jednačinama dinamičkog ponašanja oscilatornih sistema gde se kolenasto vratilo motora smatra i kao kruto, i kao elastično telo, jedan od ozbiljnijih problema predstavlja problem određivanja momenata inercijalnih sila nastalih usled pravolinijski-oscilatornih kretanja pojedinih elemenata motorskog mehanizma. Karakteristika kolenastog vratila motora je promenljiv moment inercije, pa se momenti koji potiču od inercijalnih sila najtačnije mogu odrediti praćenjem promene kinetičke energije tokom njegovog obrtanja. Bazna jednačina (3.83) koja definiše moment inercijalnih sila je data u tački 3.2, ali će se ta jednačina još jednom napisati kako bi bila jasno vidljiva pri analizi različitih vidova uprošćevanja na tačnost procene momenata inercijalnih sila:

$$M_{in}(\alpha, \omega, \ddot{\alpha}) = -J_{osc}(\alpha) \cdot \ddot{\alpha} - \frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2$$

Kao i u slučaju momenata gasnih sila, momenti inercijalnih sila se na različit način uvode u matematički model gde se kolenasto vratilo motora posmatra kao kruto telo, i kod proračuna gde se kolenasto vratilo posmatra kao elastično telo, u sklopu složenijeg oscilatornog sistema (motor SUS na probnom stolu, motor SUS ugrađen u vozilo i sl.)



Slika 4.4— Komponente $-J_{osc}(\alpha) \cdot \ddot{\alpha}$, $-\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2$ i ukupni moment inercijalnih sila M_{in}

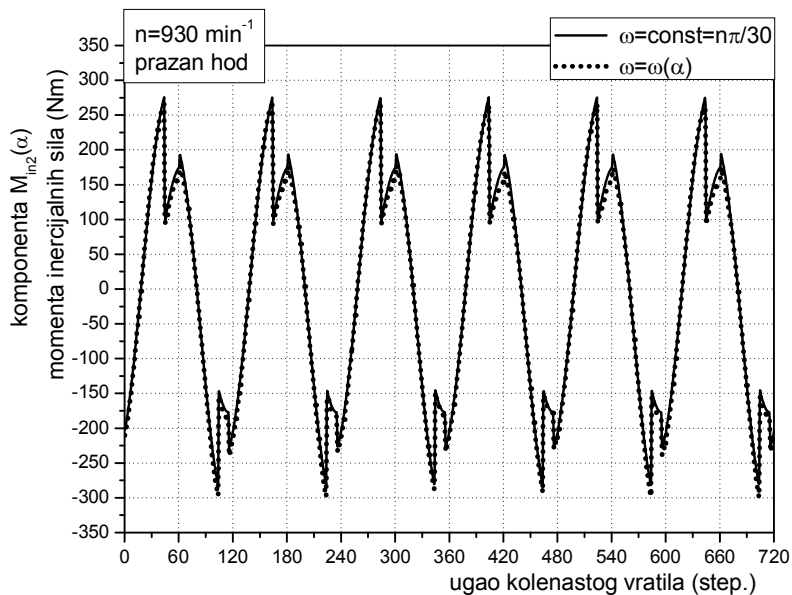
Predpostavka da se kolenasto vratilo nekog motora ponaša kao kruto tela se uglavnom postavlja za režime rada motora bliske režimu praznog hoda. U cilju ilustracije toka ukupnog momenta inercijalnih sila za takvu vrstu predpostavke, biće iskorišćena izmerena ugaona brzina slobodnog kraja KV na praznom hodu, čiji tok je prikazan na slici 6.91 (930 min^{-1}). Ako usvojimo da se sve tačke KV kreću istom trenutnom ugaonom brzinom kao i slobodan kraj (mada je sa dijagrama na slici 6.91 očigledno da ni u ovom slučaju to nije u potpunosti ispunjeno), za ovaj režim rada je moguće relativno tačno proceniti komponente $M_{in1} = -J_{osc}(\alpha) \cdot \ddot{\alpha}$, $M_{in2} = -\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2$ i ukupni moment inercijalnih sila M_{in} kao njihov zbir. Takav dijagram je prikazan na slici 4.4. Očigledno je da komponenta $-J_{osc}(\alpha) \cdot \ddot{\alpha}$ ima veći udeo u ukupnom momentu inercijalnih sila u odnosu na komponentu $-\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2$, zbog daleko većih vrednosti ugaonog ubrzanja ($\ddot{\alpha}$) u odnosu na kvadrat ugaone brzine (ω^2).

Uporedni dijagram komponente momenta inercijalnih sila $-\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2$ u odnosu na približnu vrednost $-\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \bar{\omega}^2$ dobijenu pri pretpostavci $\omega = \bar{\omega}$ prikazan je na slici 4.5. Maksimalno odstupanje aproksimirajuće krive dobijene u odnosu na tačno izračunatu krivu se kreće u granicama od -6,52 do 23,20 Nm.

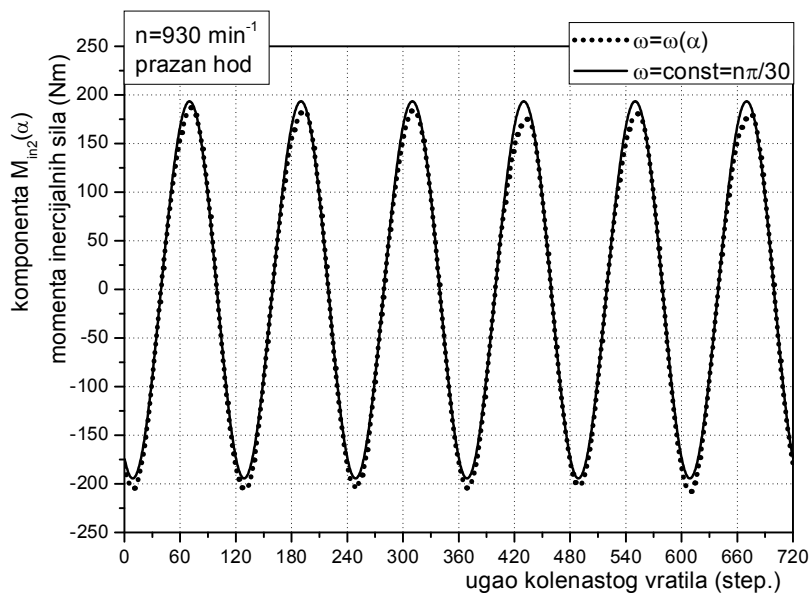
Slična situacija se javlja i pri određivanju momenta inercijalnih sila na osnovu približno određenog momenta inercije koji se za levu stranu motora izračunava prema jednačini

4. Momenti u dinamičko-oscilatornom sistemu

(3.91), što se jasno vidi sa slike 4.6. U ovom slučaju maksimalno odstupanje komponente momenta inercijalnih sila M_{in2} dobijene pri dodatnoj pretpostavci $\omega \approx \bar{\omega}$, u odnosu na slučaj gde nije vršena ovakva aproksimacije, kreće se u granicama od -2,78 do 22,86 Nm.



Slika 4.5 – Uporedni dijagram komponenti $-\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2$ i $-\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \bar{\omega}^2$ momenta inercijalnih sila



Slika 4.6 – Uporedni dijagram komponenti momenta inercijalnih sila M_{in2} dobijenih na osnovu približno procenjenog momenta inercije, za $\omega = \omega(\alpha)$ i $\omega \approx \bar{\omega}$

Iz ovoga se mogu izvesti dva generalna zaključka:

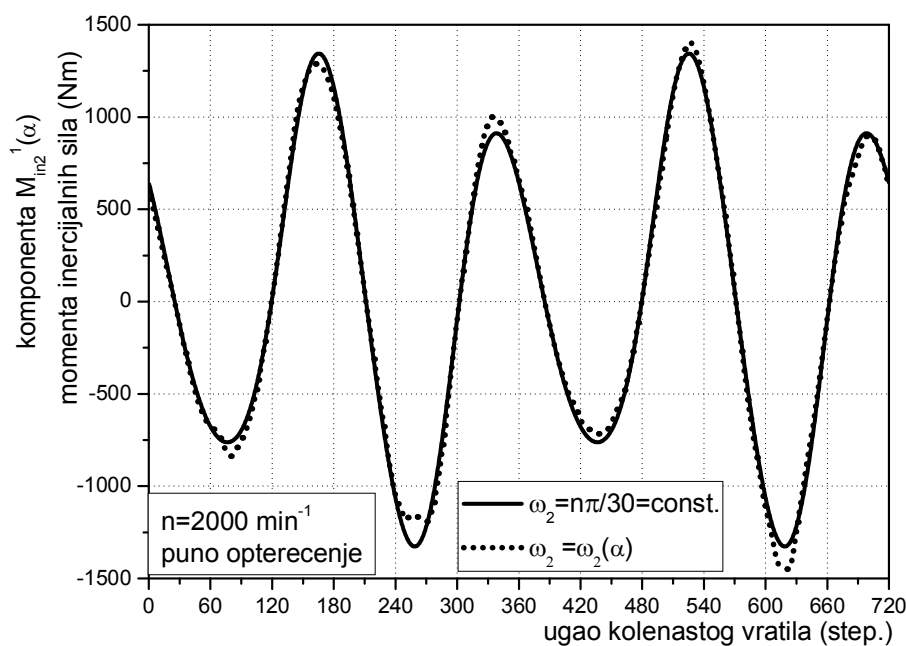
- 1) Pretpostavka $\omega \approx \bar{\omega}$ pri izračunavanju komponente inercijalnih sila M_{in2} , kod matematičkog modela gde se kolenasto vratilo posmatra kao kruto telo ne unosi veliku grešku u proračun.

- 2) Daleko veća greška se pravi ako se moment inercije, a samim tim i komponenta M_{in2} momenta inercijalnih sila, izračunavaju približno, na osnovu izraza koji su za levu stranu motora dati jednačinom (3.91). U tom slučaju se ne pravi greška samo po apsolutnim vrednostima, već i u opštoj formi po kojoj se komponenta M_{in2} momenta inercijalnih sila uvodi u matematički model. Ovaj zaključak nije potrebno potkrepljivati nikakvim bročanim podacima pošto su razlike u opštim formama krivih prikazanih na slikama 4.5 i 4.6 vidljive i golim okom.

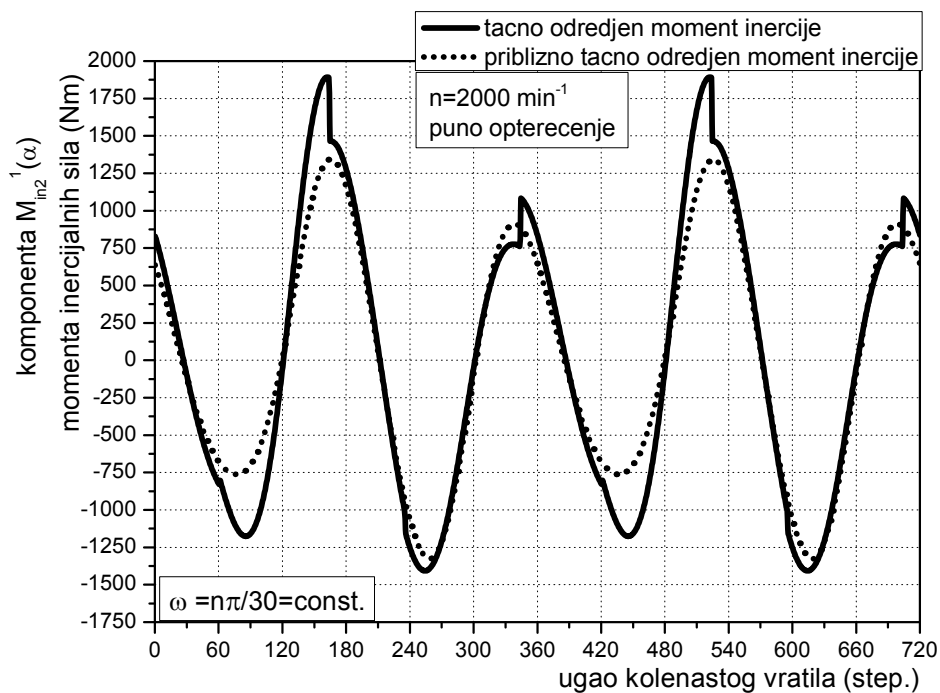
Probleme koje pri određivanju momenata inercijalnih sila pravi promenljiva ugaona brzina, kod matematičkih modela gde se kolenasto vratilo posmatra kao elastično telo, još je izraženiji nego u slučaju razmatranja kolenastog vratila kao krutog tela, iz sledećih razloga:

- O jednakosti ugaonih brzina duž kolenastog vratila pri višim nivoima opterećenja nema ni govora, pošto se ugaone brzine pojedinih odsečaka realnog sistema značajno razlikuju, kako po amplitudama tako i po faznoj pomenosti. Ovaj zaključak potkrepljuje serija dijagrama izmerenih ugaonih brzina na suprotnim krajevima kolenastog vratila (videti leve strane dijagrama na slikama 6.5 do 6.22).
- Realne ugaone brzine inercijalnih masa EDTS koje predstavljaju odsečke kolenastog vratila bi se vrlo teško mogle izmeriti zbog nepristupačnosti, agresivnosti sredine i nemogućnosti da se fizički postave davači i odgovarajuća prateća merna oprema. Dakle, čak i da iz nekog razloga želimo da u proračun uvrstimo realne ugaone brzine nekog od kolena KV, takav poduhvat je vrlo teško realizovati. Ugaone brzine kolenastog vratila se uglavnom mere na pristupačnim mestima, van unutrašnjosti kartera motora, što je urađeno i u ovom radu. Izmerene ugaone brzine slobodnog kraja kolenastog vratila koje su na dijagramima leve strane slika od 6.5 do 6.22 predstavljene crnom bojom, u stvari predstavljaju ugaone brzine koničnog zupčanika preko koga se pokreću svi pomoćni uređaji na motoru osim pumpe visokog pritiska. Na tom kraju kolenastog vratila je fiksiran enkoder koji je poslužio da se dobiju podacima o trenutnoj ugaonoj brzini. S druge strane, izmerena ugaona brzina kraja kolenastog vratila prema kočnici se ne odnosi na zadnji karakteristični odsečak kolenastog vratila, već na njegov krajnji osno-cilindrični deo gde je nazubljeni disk koji je poslužio za merenje bio vezan sa krutu spojnicu, a u neposrednoj blizini se nalazio zupčanik preko koga se pokretala pumpa visokog pritiska (na dijagramima leve strane slika 6.5 do 6.22 te krive su predstavljene crvenom bojom).

Međutim, za usvajanje pretpostavke da je ugaona brzina izmerena na enkoderu dosta bliska ugaonoj brzini prvog odsečka kolenastog vratila se može reći da nije previše gruba, pošto je prosečna vrednost momenta koji se od kolenastog vratila, preko koničnog zupčanika, oduzima za pokretanje pomoćnih uređaja, mnogo manja od prosečne vrednosti momenta gasnih sila na prvom odsečku kolenastog vratila. Ista konstatacija važi i za suprotan kraj kolenastog vratila. Ceo sistem se ponaša kao izrazito oscilatoran onda kada su pobudni momenti najveći, a pošto su momenti inercijalnih sila direktno srazmerni kvadratu ugaonih brzina, ovu analizu je najpogodnije izvršiti za režim punog opterećenja i maksimalnog broja obrtaja KV (2000 min^{-1}).



Slika 4.7 – Uporedni dijagram komponente momenta inercijalnih sila prvog odsečka KV $M_{in2}^1(\alpha)$ računane na osnovu približno određenog promenljivog momenta inercije, za $\omega = \omega(\alpha)$ i $\omega = \bar{\omega}$



Slika 4.8 – Uporedni dijagram komponente momenta inercijalnih sila prvog odsečka KV - $M_{in2}^1(\alpha)$ računane na osnovu približno određenog i tačno određenog momenta inercije, za $\omega = \bar{\omega}$

Komponenta $M_{in2}^1(\alpha)$ momenta inercijalnih sila za prvi karakteristični odsečak kolenastog vratila koja kao prethodno pripremljena funkcija ulazi u matematički model gde se kolenasto vratilo posmatra kao elastično telo, računata na osnovu približno

određenog promenljivog momenta inercije, tj prema jednačini (3.91), prikazana je na slici 4.7. Jasno je da bi se i za ostala kolena dobile krive slične forme, samo bi te krive bile fazno pomerene u odnosu na krivu sa slike 4.7 prema zvezdi prvog reda. Analizirana su dva slučaja: proračun sa promenljivom ugaonom brzinom i proračun sa konstantnom ugaonom brzinom. Odstupanja nastala aproksimacijom ugaone brzine njenom srednjom vrednošću su najveća u zonama ekstremnih vrednosti funkcija, i kreću se u granicama od -164,99 Nm do 132,93 Nm. Na rastuće–opadajućim delovima krivih, ova odstupanja su sasvim umerena. S obzirom na činjenicu da ovakva aproksimacija znatno olakšava rešavanje sistema diferencijalnih jednačina matematičkog modela, za njeno uvođenje bi se moglo reći da je sasvim opravdano i racionalno. Takva aproksimacija je usvojena i u ovom radu.

Postupak približne procene komponente $M_{in2}^1(\alpha)$ momenta inercijalnih sila je opšte prihvaćen, pogotovu ako se analizira dinamika linijskih motora sa više cilindara. Gotovo da nema publikovanog rada gde je učinjen pokušaj da se komponente $M_{in2}^i(\alpha)$ momenata inercijalnih sila procene tačnije. U ovom radu komponente $M_{in2}^i(\alpha)$ momenata inercijalnih sila i -tih odsečaka kolenastog vratila su proračunavane na osnovu mnogo tačnije procenjenih momenata inercije tih odsečaka. Uopredni dijagram komponente momenta inercijalnih sila prvog odsečka $KV-M_{in2}^1(\alpha)$, računate na osnovu približno određenog i tačno određenog momenta inercije, uz pretpostavku $\omega = \bar{\omega}$, prikazan je na slici 4.8. Može se zaključiti da postupak po kome se procena komponente momenta inercijalnih sila $M_{in2}^1(\alpha)$ ne bazira na tačno određenom promenljivom momentu inercije, već približnom, vodi ka osetnim greškama proračuna. Te greške se, pod usvojenim pretpostavkama, kreću u granicama od -571,00 do 462,56 Nm. Kod ovakvog stanja stvari, može se reći da dva generalna zaključka data za matematičke modele gde se kolenasto vratilo posmatra kao kruto telo, važe i za matematičke modele gde se kolenasto vratilo posmatra kao elastično telo.

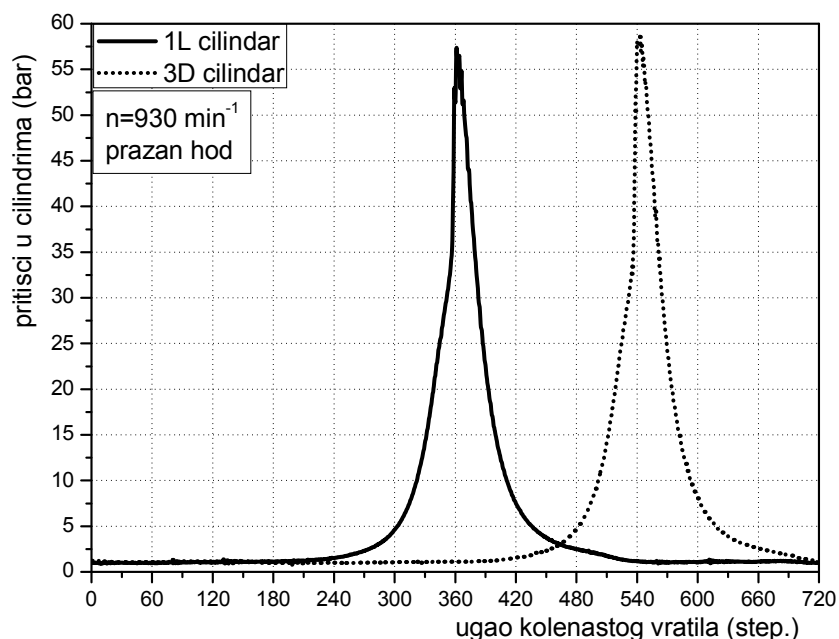
4.3. Momenti gasnih sila

Momenti gasnih sila inicirani u pojedinim cilindrima, pri proceni pobudnih momenata u matematičkom modelu dinamičko-oscilatornog sistema gde se kolenasto vratilo posmatra kao elastično telo, se takođe mogu dobiti na dva načina:

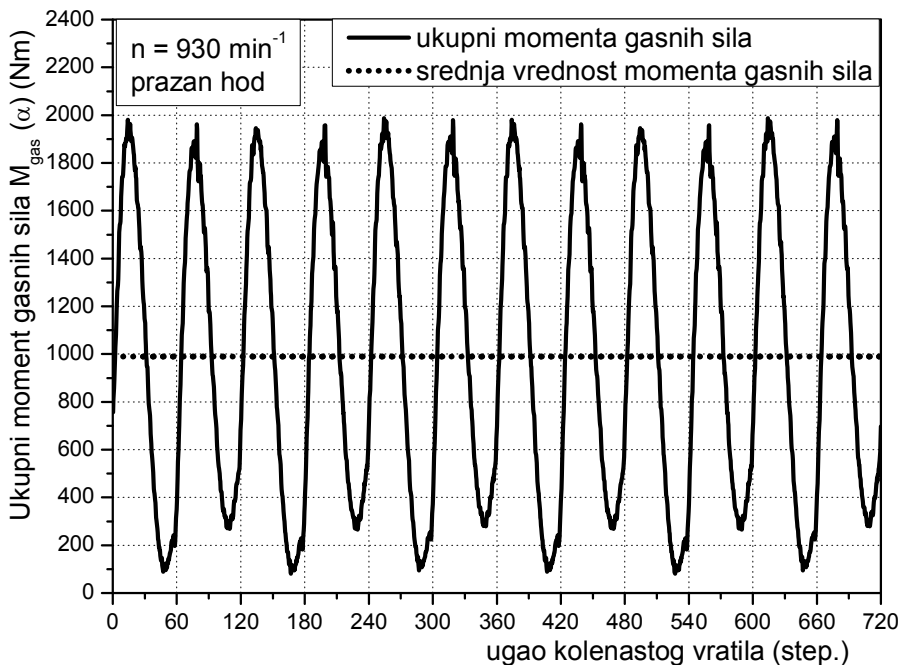
- Direktnom primenom jednačine (3.84).
- Iz jednačine (4.20) po postupku opisanom u tački 4.1, ako se prethodno usvoji da su inercijalne sile pravolinijski oscilatornih masa $F_{ig}(\alpha)$ i $F_{ip}(\alpha)$ za posmatrani cilindar jednake nuli.

I ovde su ulazni podaci za proračun momenata gasnih sila snimljeni pritisci u po jednom cilindru leve (prvi levi cilindar) i desne (treći desni cilindar) strane motora. Ti tokovi pritisaka su za režim ispitivanja $n=930 \text{ min}^{-1}$, prazan hod, prikazani na slici 4.9, a odgovarajući dijagram ukupnog momenta gasnih sila, prikazan je na slici 4.10. Ova kriva bi predstavljala ulaznu veličinu matematičkog modela gde se kolenasto vratilo posmatra kao kruto telo. Pretpostavka o identičnosti radnih procesa u svim cilindrima leve, odnosno desne strane motora, i ovde je bila neizbežna. Tokovi pritisaka su za režim ispitivanja $n=2000 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje, prikazani su na slici 4.11. Na slici 4.12 je predstavljen tok momenta gasnih sila $M_{gas}^1(\alpha)$ prva dva naspramna cilindra motora na kome je vršen eksperiment. Pri proceni $M_{gas}^1(\alpha)$ tok pritiska trećeg desnog cilindra je fazno pomeren prema redosledu paljenja motora tako da se poklopi sa radnim

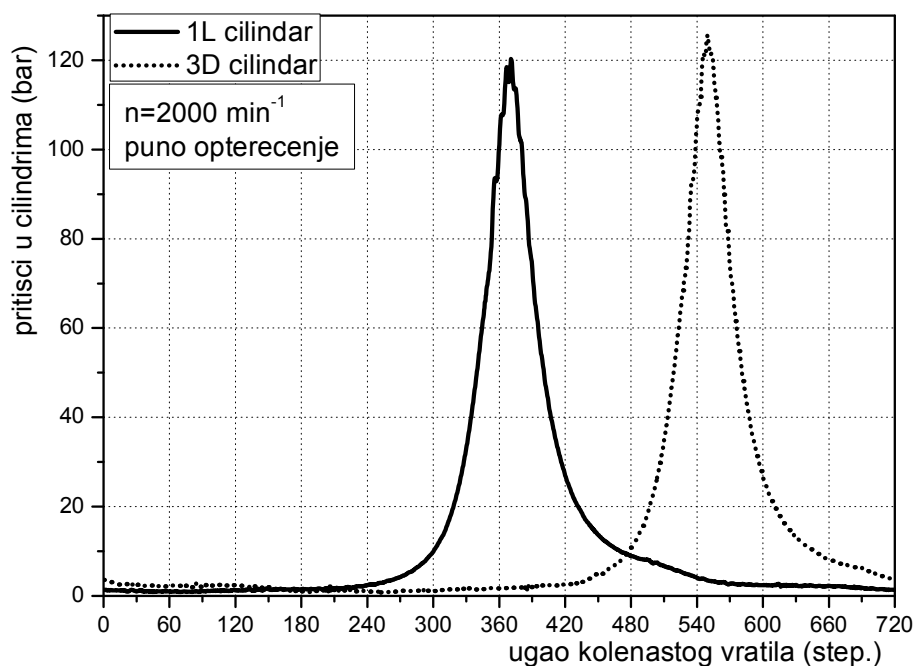
procesom prvog desnog cilindra. Isti princip je primenjen i za momente gasnih sila ostalih parova naspramnih cilindara, tj. inercijalnih masa EDTS koje u sebe uključuju karakteristične odsečke kolenastog vratila.



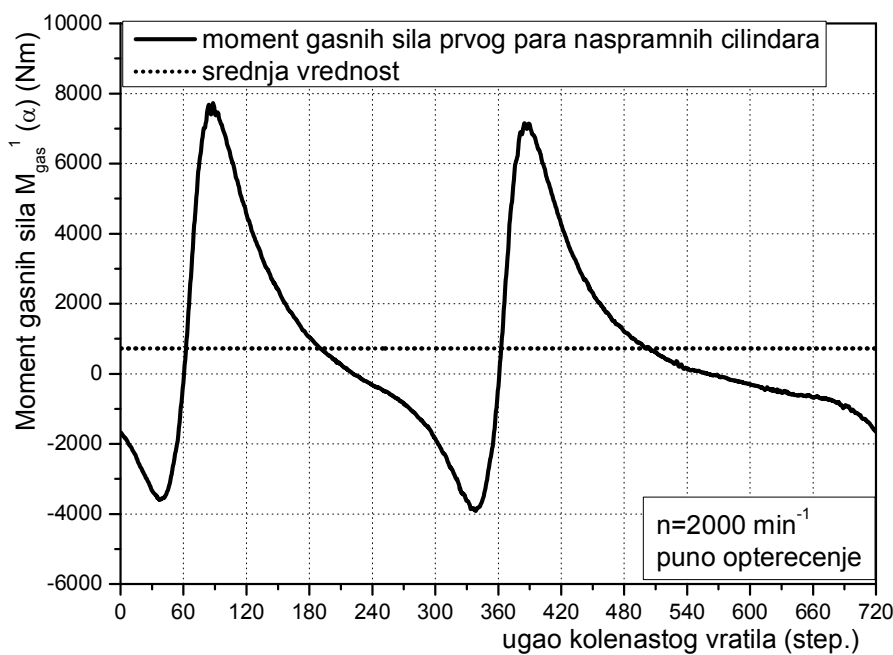
Slika 4.9 – Tokovi pritiska u prvom levom i trećem desnom cilindru na režimu bliskom režimu praznog hoda ($n=930 \text{ min}^{-1}$, prazan hod)



Slika 4.10 – Ukupni moment koji potiče od gasnih sila ($n=930 \text{ min}^{-1}$, prazan hod)



Slika 4.11 – Tokovi pritiska u prvom levom i trećem desnom cilindru ($n=2000 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje)



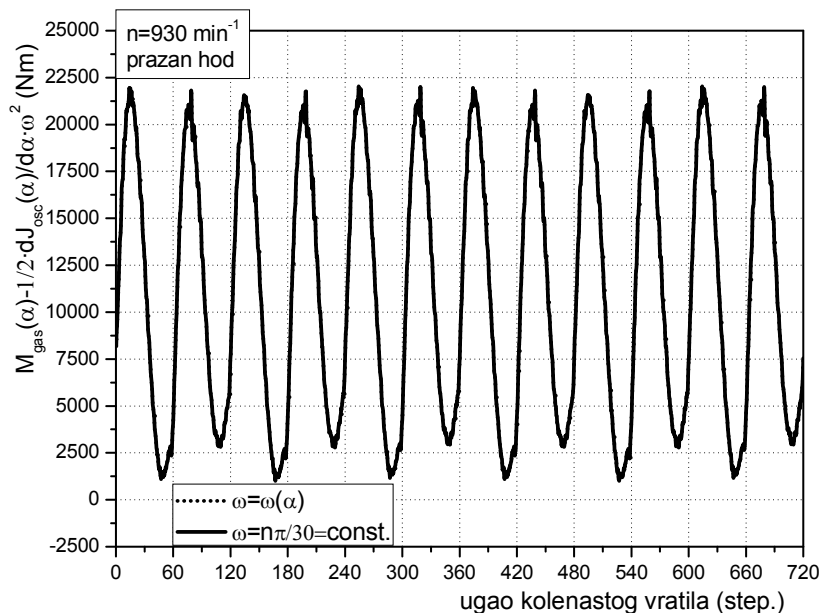
Slika 4.12 – Moment gasnih sila $M_{gas}^1(\alpha)$ prva dva naspramna cilindra motora pri $n=2000 \text{ min}^{-1}$ i punom opterećenju

4.4 Zbirni pobudni moment nastao usled gasnih i inercijalnih sila

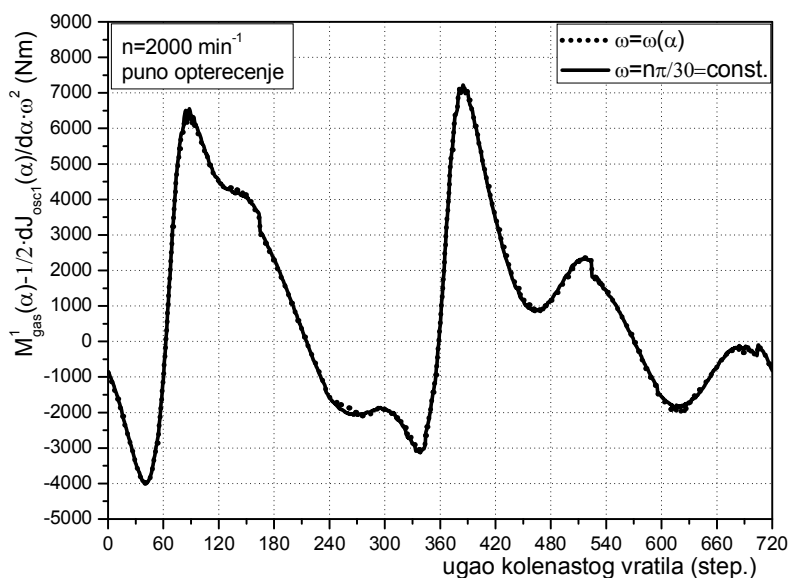
Pri izračunavanju udela inercijalnih sila u pobudnom momentu (odnosno momentima), pretpostavka koja uopšteno glasi $\omega = \bar{\omega} = n \cdot \pi/30$ donosi značajnu pogodnost svođenja diferencijalnih jednačina matematičkih modela na linearne diferencijalne jednačine. Analize date u tački 4.2. su pokazale da kao posledicu ovakvih uprošćavanja

4. Momenti u dinamičko-oscilatornom sistemu

ne treba očekivati veliku grešku proračuna. U prilog toj činjenici bi trebala da posluži i ova analiza, gde će se razmatrati uticaj uvedene pretpostavke $\omega = \bar{\omega} = n \cdot \pi/30$ na zbirno delovanje pobudnih momenta nastalih usled gasnih i inercijalnih sila.



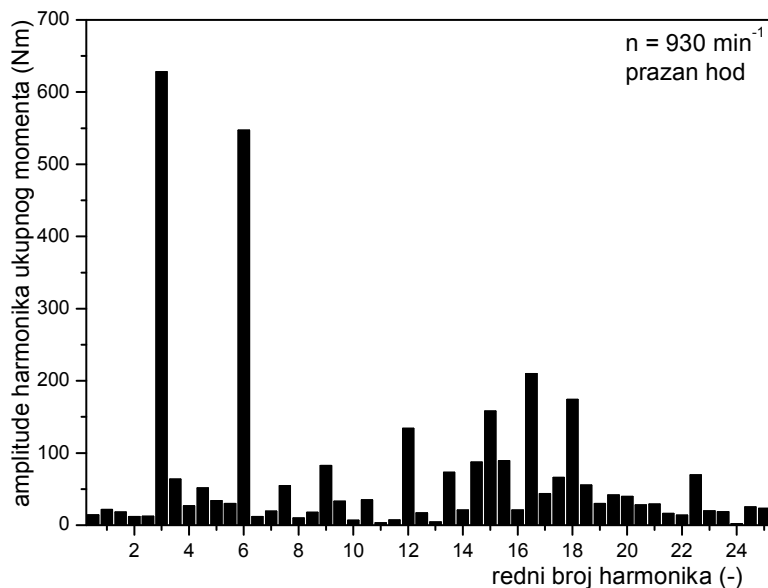
Slika 4.13 – Ukupni obrtni moment $M_{gas}(\alpha) - \frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2$ za $\omega = \omega(\alpha)$ i $\omega = \bar{\omega} = n \cdot \pi/30 = const.$ ($n=930 \text{ min}^{-1}$, prazan hod)



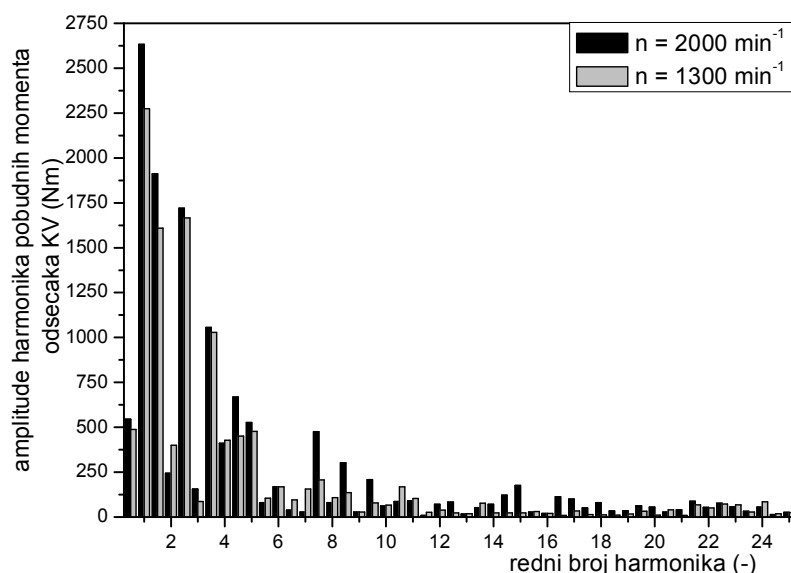
Slika 4.14 – Pobudni moment prve mase EDTS $M_{gas}^1(\alpha) - \frac{1}{2} \frac{dJ_{osc1}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2$ za $\omega = \omega(\alpha)$ i za $\omega = \bar{\omega} = n \cdot \pi/30 = const.$ ($n=2000 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje)

Prvo će se analizirati slučaj matematičkog modela dinamičkog sistema gde se kolenasto vratilo posmatra kao kruto telo. Na slici 4.13 je prikazan uporedni dijagram ukupnog obrtnog momenta $M_{gas}(\alpha) - \frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2$ kada je komponenta momenta inercijalnih sila $-\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2$ računata sa izmerenom ugaonom brzinom prednjeg kraja

kolenastog vratila $\omega(\alpha)$ u jednom slučaju, i sa srednjom vrednošću ugaone brzine dobijene iz izraza $\omega = \bar{\omega} = n \cdot \pi/30$ u drugom slučaju. Dobijene krive se toliko poklapaju da je vizuelno nemoguće uočiti razlike. Odstupanja krive dobijene aproksimacijom ugaone brzine srednjom vrednošću u odnosu na krivu gde nije vršena takva aproksimacija se, izraženo u procentima, kreće od -1,045 % do +0,060 % sa srednjom vrednošću od -0,145 %. Ovim je eksplicitno dokazano da zamena nepoznatog člana $-\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2$ sa $-\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \bar{\omega}^2$ neznatno utiče na tačnost predpostavljenog pobudnog momenta kao ulaznog podatka u matematički model dinamičkog sistema gde se kolenasto vratilo posmatra kao kruto telo.



Slika 4.15 – Harmonijska analiza ukupnog pobudnog momenta motora ($n=930 \text{ min}^{-1}$, prazan hod)



Slika 4.16 – Harmonijska analiza pobudnih momenta odsečaka kolenastog vratila $M_{gas}^i(\alpha) - \frac{1}{2} \frac{dJ_{osci}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \bar{\omega}^2$ pri punom opterećenju za dva krajnja brzinska režima (2000 min^{-1} i 1300 min^{-1})

Slična situacija je i u slučaju matematičkog modela dinamičko-oscilatornog sistema gde se kolenasto vratilo posmatra kao elastično telo. Na slici 4.14 je prikazan uporedni dijagram pobudnog momenta generisanog u prvom paru naspramnih cilindara, $M_{gas}^1(\alpha) - \frac{1}{2} \frac{dJ_{osc1}(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2$, kada je komponenta momenta inercijalnih sila $-\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc1}(\alpha_2)}{d\alpha_2} \cdot \omega_2^2$ računata sa izmerenom ugaonom brzinom prve mase EDTS $\omega(\alpha)$, i sa srednjom vrednošću ugaone brzine dobijene iz izraza $\omega(\alpha) = \bar{\omega} = n \cdot \pi/30$, u drugom slučaju. Odstupanja krive dobijene aproksimacijom ugaone brzine srednjom vrednošću u odnosu na krivu gde nije usvojena ta aproksimacija se kreće od -136,56 Nm do 173,26 Nm, sa srednjom vrednošću od -1,153 Nm. Srednje procentualno odstupanje iznosi 0,66 %. Sasvim realno je očekivati da će zamena nepoznatog člana $-\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc1}(\alpha_2)}{d\alpha_2} \cdot \omega_2^2$ sa $-\frac{1}{2} \frac{dJ_{osc1}(\alpha_2)}{d\alpha_2} \cdot \bar{\omega}^2$ u malom procentu uticati na tačnost proračuna matematičkog modela dinamičko-oscilatornog sistema gde se kolenasto vratilo posmatra kao elastično telo koje torziono osciluje.

Vrlo kvalitetna ocena međusobnog odnosa fluktuacija pobudnih momenata i fluktuacija ugaonih brzina se može dobiti ako se izvrši harmonijska analiza i jednih i drugih (tačka 6.2).

Na slici 4.15 je prikazana harmonijska analiza ukupnog obrtnog momenta motora za režim praznog hoda pri $n=930 \text{ min}^{-1}$. Rezultati harmonijske analize pobudnih momenta iniciranih u prvom paru naspramnih cilindara, pri punom opterećenju za dva krajnja brzinska režima (2000 min^{-1} i 1300 min^{-1}), prikazani su na slici 4.16. Vrednosti amplituda harmonika pobudnih momenata iniciranih u ostalim parovima naspramnih cilindara, pod usvojenim pretpostavkama o ujednačenosti radnih procesa u cilindrima i aproksimacijom trenutne ugaone brzine njenom srednjom vrednošću ($\omega = \bar{\omega}$), moraju biti identične vrednostima prikazanim na slici 4.16. To proizilazi iz činjenice da se radi o identičnim krivim, samo fazno pomerenim prema redosledu paljenja motora.

4.5. Momenti trenja

Koliko je trenje u motoru kompleksan problem može se videti iz tačke 5.2, ovog rada, gde je tom problemu, kroz opštu analizu prigušanja torzionih oscilacija, posvećena posebna pažnja. Međutim, dublje zalaženje u tu problematiku bi predstavljalo dosta složen posao, imajući u vidu konstruktivnu složenost ispitivanog motora, broj parametara koje je potrebno poznavati da bi se razvio adekvatan matematički model, a posebno broj nepoznatih parametara koje je jedino moguće proceniti razvijanjem posebnog algoritma za identifikaciju tih parametara.

Kako je ključni akcenat ovog rada na torzionim oscilacijama u motoru, trenje je tretirano dosta uprošćeno, kao viskozno prigušenje proporcionalno trenutnoj ugaonoj brzini. Osnov za ovu aproksimaciju je eksperimentalno dokazana činjenica da prigušenju torzionih oscilacija u najvećoj meri doprinosi trenje u motoru koje se može opisati zakonima viskoznog prigušenja. Identifikovani koeficijenti viskoznog trenja, odnosno njima srazmerni momenti trenja, dobijeni su na osnovu ravnoteže uložene i utrošene energije u sistemu, tako da je krajnji bilans tih energija jednak nuli. To praktično znači da je identifikovan opšti nivo trenja u motoru, ali ne i pravi zakon po kome se trenje menja tokom radnog procesa motora. Međutim, ovim su stvoreni uslovi za razvoj kompleksnijeg modela trenja u ispitivanom motoru i identifikaciji svih onih parametara koji u ovom trenutku nisu poznati. U svakom slučaju, razčljanivanje trenja u

motoru na komponente prema izvorima trenja, predstavlja rezervu koja se može iskoristiti u cilju približavanja rezultata matematičkog modela rezultatima neposrednog merenja.

4.6 Momenti koji se generišu na kolenastom vratilu pri pokretanju pomoćnih uređaja

Mehanički gubici u motoru kao razlika indikatorske i efektivne snage, tj. odgovarajućih momenata, obuhvataju tri glavne grupe: gubitke na savladavanje otpora trenja, gubitke za pogon sopstvenih pomoćnih uređaja i gubitke na savladavanju aerodinamičkih otpora kratanja pokretnih delova motora. Poslednja od ovde nabrojanih kategorija gubitaka je zanemarljiva u odnosu na prve dve, ako ne uključuje pogon ventilatora kod sistema sa vazдушnim hlađenjem motora. S obzirom da se indikatorska snaga najtačnije određuje na osnovu snimljenih $p - \alpha$, odnosno naknadno dobijenih $p - V$ dijagrama, a efektivna snage proizilazi iz izmerenog momenta na kočnici, moglo bi se reći da je određivanje ukupnih mehaničkih gubitaka rešiv problem. Problem predstavlja razdvajanje mehaničkih gubitaka na gubitke trenja i gubitke za pogon sopstvenih pomoćnih uređaja. Ovaj problem nije moguće rešiti ni primenom alternativnih metoda, kao što su isključivanje cilindara i pokretanje motora spoljnim izvorom snage (tzv. motoriranje).

U literaturi se mogu naći različiti, više orijentacioni i dosta grubo procenjeni podaci o procentualnom udelu pojedinih komponenti u ukupnim mehaničkim gubicima (videti tačku 5.2.6). Pri tome se najveći udeo pripisuje gubicima generisanim u kontaktu klipna grupa–zidovi cilindra, a zatim gubicima u ležištima oslonačkih rukavaca kolenastog vratila. Bez izuzetka se može zapaziti da gubici jesu razvrstani po izvorima, ali nema podataka koji procenat tih gubitaka se odnosi na gubitke trenja, a koji na pokretanje sopstvenih uređaja motora. Ma kako da se do tih podataka došlo, osim što pružaju izvestan uvid u glavne izvore mehaničkih gubitaka, oni se razlikuju od motora do motora, a mogu se razlikovati i za jedan isti motor (npr. za različite režime rada, ili ako se iz bilo kog razloga promeni stanje radnih fluida–temperature i pritisci). Drugim rečima, za ozbiljnije motorske proračune, oni su neupotrebljivi.

U matematičkim modelima koji opisuju kretanje kolenastog vratila, kako je već rečeno, trenje u motoru se uglavnom tretira kao viskozno prigušenje proporcionalno trenutnoj ugaonoj brzini. Ovakva aproksimacija je prilično gruba, ali se pokazala kao efikasna, zato što sa jedne strane u proračun uključuje trenje, ne usložnjava previše matematički model, i na kraju obezbeđuje ravnotežu kinetičkih i potencijalnih energija u jednačinama modela. Problem je što se u gubitke trenja, skoro bez izuzetka, uključuju i gubici za pogon pomoćnih uređaja, koji svakako zavise od srednje ugaone brzine kolenastog vratila, ali nemaju izraženu direktnu proporcionalnu zavisnost sa trenutnom ugaonom brzinom kolenastog vratila. Te gubitke je daleko pravilnije priključiti vektoru momenta opterećenja $M_{opt}(\alpha)$ definisanog jednačinom (3.18), vodeći računa o njihovoj lokaciji u EDTS, a ako njihova promenljiva forma (na primer kod razvodnog sistema i pogona PVP) utiče na stabilnost matematičkog modela, onda se u proračun može ući sa njihovim srednjim vrednostima. Takav negativan uticaj uvođenja u matematički model procenjenih momenata koji se sa kolenastog vratila motora odvođe za pogon pojedinih podsistema motora na rezultate proračuna, u ovom radu nije primećen.

Matematički model razvijen u ovom radu, čiji cilj je da opiše ponašanje dinamičko-oscilatornog sistema sa kolenastim vratilom motora kao elastičnim telom koje torziona osciluje, uticaj otpora se uzima kroz dve posebne kategorije:

- preko trenja koje se modelira kao viskozno prigušenje, i
- momenata mehaničkih otpora generisanih prilikom pokretanja podsistema motora.

Pregledom publikovanih radova, ipak se može doći do iskustava, pretočenih u preporuku da se mehanički gubici vezani za pogon pomoćnih uređaja detaljnije modeliraju u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila, a da se zatim direktno ugrađuju u matematičke modele [52, 53]. Navedena preporuka je proistekla nakon eksperimentalnog rada na dizel motoru sa direktnim ubrizgavanjem, koji je bio objekat istraživanja u referencama [52, 53], pri čemu je zaključeno da je udeo mehaničkih gubitaka na pogon pumpe visokog pritiska u ukupnim gubicima dovoljno veliki da izjednačavanje opšte forme tih gubitaka sa viskoznim otporima može proizvesti veća odstupanja rezultata matematičkog modeliranja od izmerenih vrednosti. Međutim, većina istraživača izbegava da se detaljnije upusti u eliminisanje uočenih problema, i njima pristupa čisto formalno kroz deklarativno naglašavanje da bi mehaničke gubitke za pogon pumpe visokog pritiska i ostalih podsistema motora trebalo tretirati detaljnije [19–21].

U nastavku će biti izložen postupak procene gubitaka na pogon pojedinih pomoćnih uređaja ispitivanog motora, za režime rada na kojima je motor ispitivan. Pri tome se ne misli i na trenje kao posledicu kretanja elemenata tih uređaja, pošto će to trenje biti uključeno u ukupan koeficijent viskoznog trenja, o čijoj identifikaciji će posebno biti reči. U proceni momenata koji se sa kolenastog vratila motora odvođe za pogon pojedinih podsistema motora će se kombinovano koristiti metode direktnog merenja na motoru ili ispitivanjima njegovih podsistemima van motora, i matematičkog modeliranja. I ovde se pošlo od pretpostavke o jednakosti parametara radnog procesa u cilindrima leve, odnosno desne strane motora, izmerenim vrednostima, kao i geometrijskih i masenih parametara za elemente pomoćnih uređaja koji su prema konstruktivnoj dokumentaciji identični za sve cilindre motora (profili bregova, krutosti i dužine ventilskih opruga, i sl.).

4.6.1 Moment koji se generiše pri pokretanju razvodnog mehanizma motora

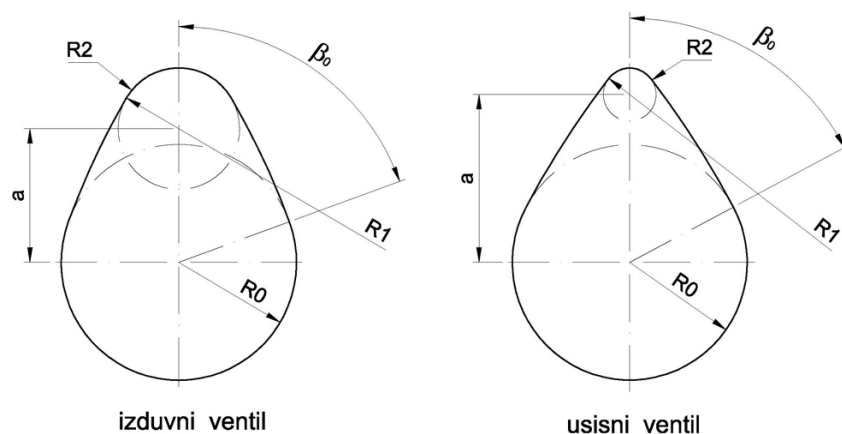
Moment koji se oduzima od kolenastog vratila motora za pokretanja razvodnog mehanizma se može približno odrediti matematičkim modeliranjem uz korišćenje originalne konstruktivne dokumentacije i izmerenih pritisaka u cilindrima, izduvnim kolektorima i usisnim kolektorima. Taj moment je rezultat zbirnog delovanja inercijalnih sila, sila nastalih usled pritisaka gasova na pečurkama ventila i elastičnih sila u oprugama. Usvojene su sledeće pretpostavke:

- profili svih bregova bregastih vratila su identični i u potpunosti odgovaraju originalnoj tehničkoj dokumentaciji,
- geometrija svih izrađenih delova i sklopova takođe odgovara originalnoj tehničkoj dokumentaciji,
- zazori svih ventila su identični i imaju srednju propisanu vrednost (2,34 mm),
- opruge u pogledu geometrije i krutosti zadovoljavaju uslove propisane tehničkom dokumentacijom,
- tok pritisaka u cilindrima, usisnim i izduvnim kolektorima za vreme otvorenosti ventila je identičan za sve usisne, odnosno izduvne ventile.

Ispitivani motor poseduje razvodni mehanizam sa bregastim vratilima smeštenim u glavama motora pri čemu se kontakt bregova i podizača ventila ostvaruje direktno, bez klackalica. U jednom cilindru su smeštena dva usisna i dva izduvna ventila.

Ulazni parametri modela su:

- profili bregova bregastog vratila usisnih i izduvnih ventila preuzeti iz konstruktivne dokumentacije,
- šema razvoda motora,
- krutosti velike i male opruge,
- vrednosti početnih deformacija (pedsabijanja) velike i male opruge,
- mase pokretnih delova ventilskog razvoda,
- površine pečurki i stabala izduvnog i usisnog ventila,
- izmereni indikatorski pritisak,
- izmereni srednji pritisci u izduvnim i usisnim kolektorima motora.



Slika 4.17 – Profili bregova izduvnog (levo) i usisnog (desno) bregastog vratila

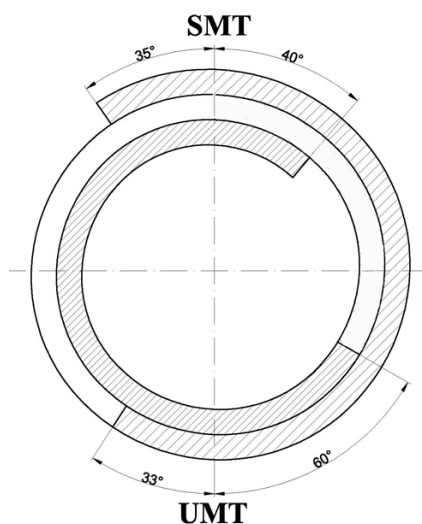
$$\left. \begin{aligned}
 x &= \rho \cdot \cos\beta \\
 y &= \rho \cdot \sin\beta \\
 (y - y_c)^2 + (x - x_c)^2 &= r^2 \\
 \rho^2 - 2 \cdot \rho \cdot (x_c \cdot \cos\beta + y_c \cdot \sin\beta) + x_c^2 + y_c^2 - r^2 &= 0 \\
 b &= 2 \cdot (x_c \cdot \cos\beta + y_c \cdot \sin\beta) \\
 c &= x_c^2 + y_c^2 - r^2 \\
 \rho &= \frac{b + \sqrt{b^2 - 4 \cdot c}}{2}
 \end{aligned} \right\} (4.25)$$

Na slici 4.17 su prikazane osnovne konture bregova izduvnog i usisnog bregastog vratila. Ti podaci su preuzeti iz originalne tehničke dokumentacije. Vrednosti osnovnih dimenzija bregova, koji po svojoj formi spadaju u grupu udarnih, harmonijskih bregova, date su u tabeli 4.1.

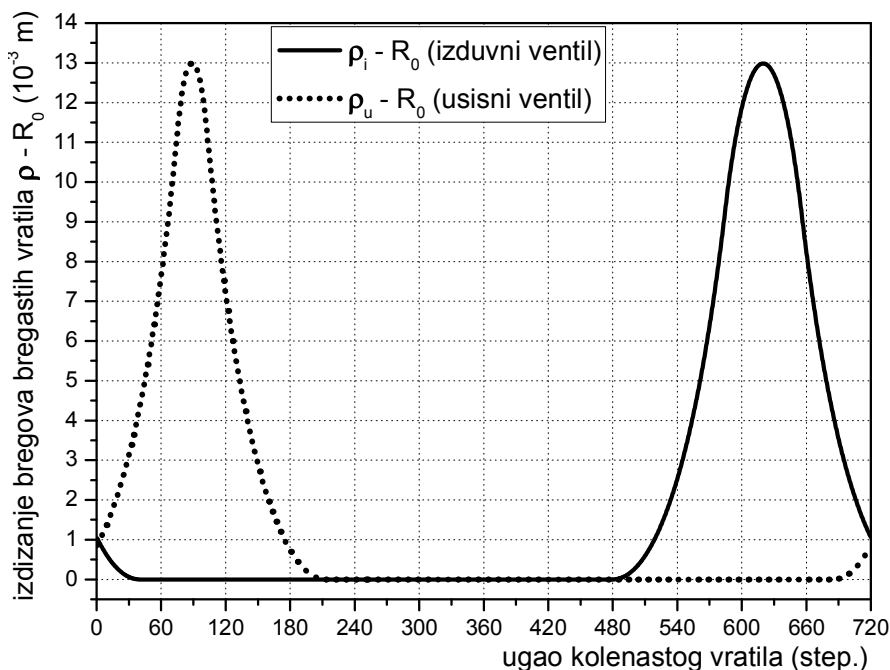
Tabela 4.1 – Osnovne dimenzije profila bregova izduvnih i usisnih ventila

ventil	a mm	β_0 step.	R_0 mm	R_1 mm	R_2 mm	β_{1max} step.
izduvni	22,66	70	20	130	10,34	10,25
usisni	28,5	62	20	154,9	4,5	9,63

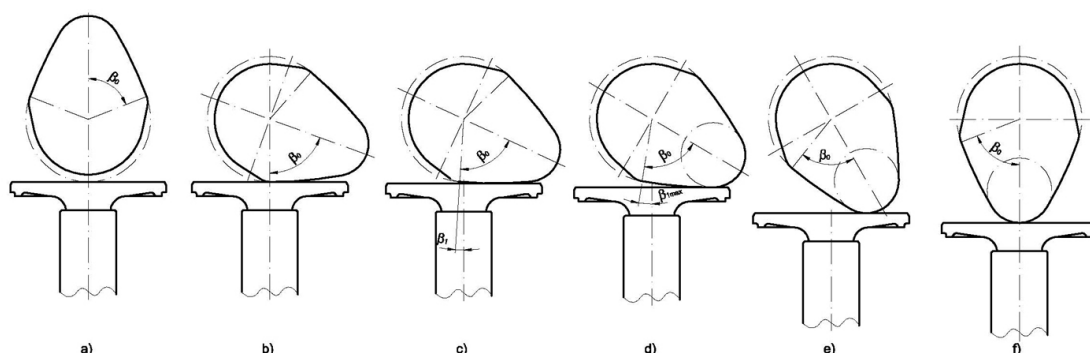
Prevođenjem kontura lukova bregova iz Dekartovog koordinatnog sistema u sistem polarnih koordinata prema sistemu jednačina (4.25) mogu se dobiti dijagrami izdizanja bregova u odnosu na podužnu osu bregastih vratila ($\rho - R_0$). Ovde ρ predstavlja dužinu (potez) računatu od podužne ose bregastog vratila do tačke na konturi profila brega tokom priraštaja tekućeg ugla obrtanja bregastog vratila β . Kako između uglova obrtanja kolenastog i bregastih vratila postoji direktna proporcionalnost ($\alpha = 2 \cdot \beta$), sva dešavanja se mogu izraziti u funkciji tekućeg ugla obrtanja kolenastog vratila α . Povezivanje izračunatih veličina sa radnim procesom motora podrazumeva usklađivanja tekućih uglova obrtanja bregastih vratila sa predviđenim uglovima pri kojim se otvaraju i zatvaraju ventili tokom radnog procesa, tzv. šemom razvoda (slika 4.18). Dijagrami izdizanja bregova u odnosu na podizač ventila ($\rho - R_0$) u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila prikazani su na slici 4.19.



Slika 4.18 – Šema razvoda motora



Slika 4.19 – Izdizanje bregova izduvnog i usisnog bregastog vratila u zavisnosti od ugla obrtanja kolenastog vratila



Slika 4.20 – Faze u procesu potiskivanja ventila podizačem

Faze u procesu potiskivanja podizača izduvnog ventila slikovito su prikazane na slici 4.20. Pri izračunavanju hodova, brzina i ubrzanja oba ventila primenjen je uobičajeni postupak po kome se proračun vrši posebno za period izdizanja ventila preko velikog radijusa R_1 (slika 4.20 od b do d), a posebno za fazu izdizanja ventila preko malog radijusa R_2 (slika 4.20 e i f). Preduslov za vršenje proračuna je određivanje ugla pri kome izdizanje ventila sa velikog radijusa R_1 prelazi na mali radijus R_2 . Taj ugao proizilazi iz geometrije samih bregova, i određuje se preko izraza:

$$\beta_{1max} = \arcsin \frac{a \cdot \sin \beta_0}{R_1 - R_2} \quad (4.26)$$

U jednačinama koje slede priraštaj tekućeg ugla obrtanja bregastog vratila β se računa u odnosu na položaj brega prikazan na slici 4.20 a, kada je usvojeno da tekući ugao β ima vrednost nula.

Jednačine za određivanje hodova, brzina i ubrzanja ventila sa promenom tekućeg ugla obrtanja bregastog vratila β za period izdizanja ventila preko velikog radijusa R_1 (slika 4.20 od b do e) su:

$$h_v = (R_1 - R_0) \cdot (1 - \cos(\beta - \beta_0)) \quad (4.27)$$

$$v_v = \frac{dh_v}{dt} = \omega_{BV} \cdot \frac{dh_v}{d\beta} = \frac{\omega}{2} \cdot (R_1 - R_0) \cdot \sin(\beta - \beta_0) \quad (4.28)$$

$$a_v = \frac{dv_v}{dt} = \omega_{BV}^2 \cdot \frac{dv_v}{d\beta} = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 \cdot (R_1 - R_0) \cdot \cos(\beta - \beta_0) \quad (4.29)$$

U ovom periodu tekući ugao bregastog vratila β se nalazi u granicama $\pi - \beta_0 \leq \beta \leq \pi - \beta_0 + \beta_{1max}$.

Za period izdizanja ventila preko malog radijusa R_2 (slika 4.20 e i f), važe sledeće relacije:

$$h_v = R_2 + a \cdot \cos(\pi - \beta) - R_0 \quad (4.30)$$

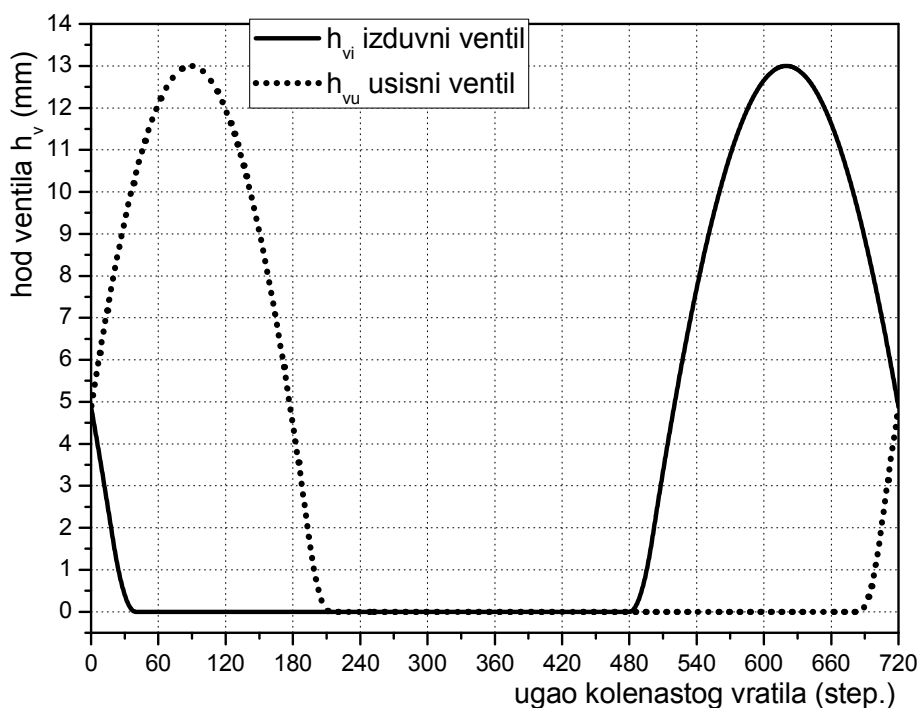
$$v_v = \frac{\omega}{2} \cdot a \cdot \sin(\pi - \beta) \quad (4.31)$$

$$a_v = -\left(\frac{\omega}{2}\right)^2 \cdot a \cdot \cos(\pi - \beta) \quad (4.32)$$

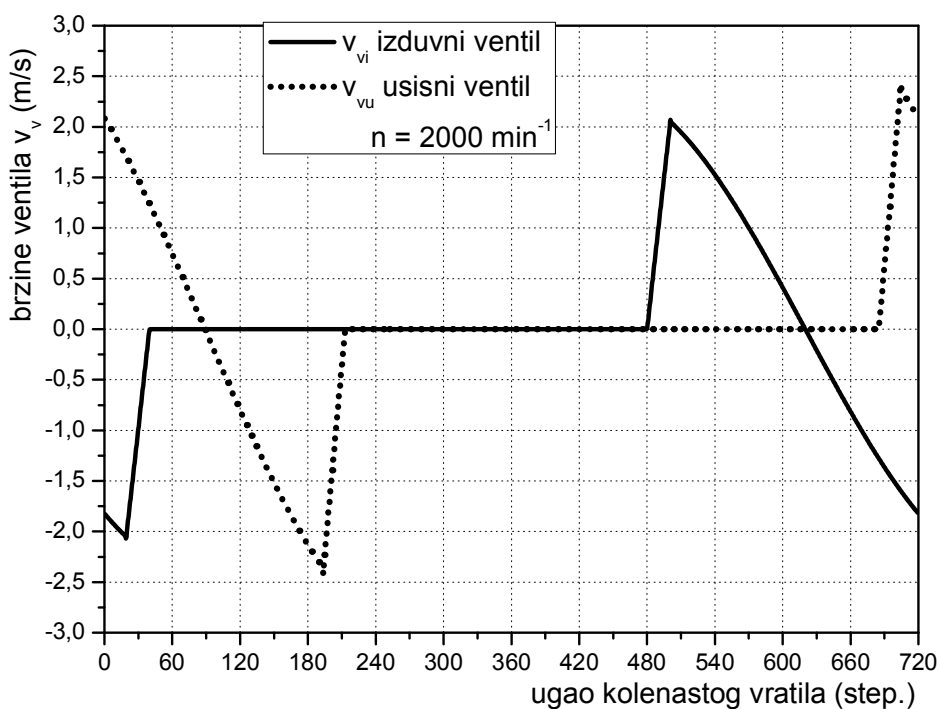
U ovom periodu tekući ugao bregastog vratila β se nalazi u granicama $\pi - \beta_0 + \beta_{1max} < \beta \leq \pi$.

4. Momenti u dinamičko-oscilatornom sistemu

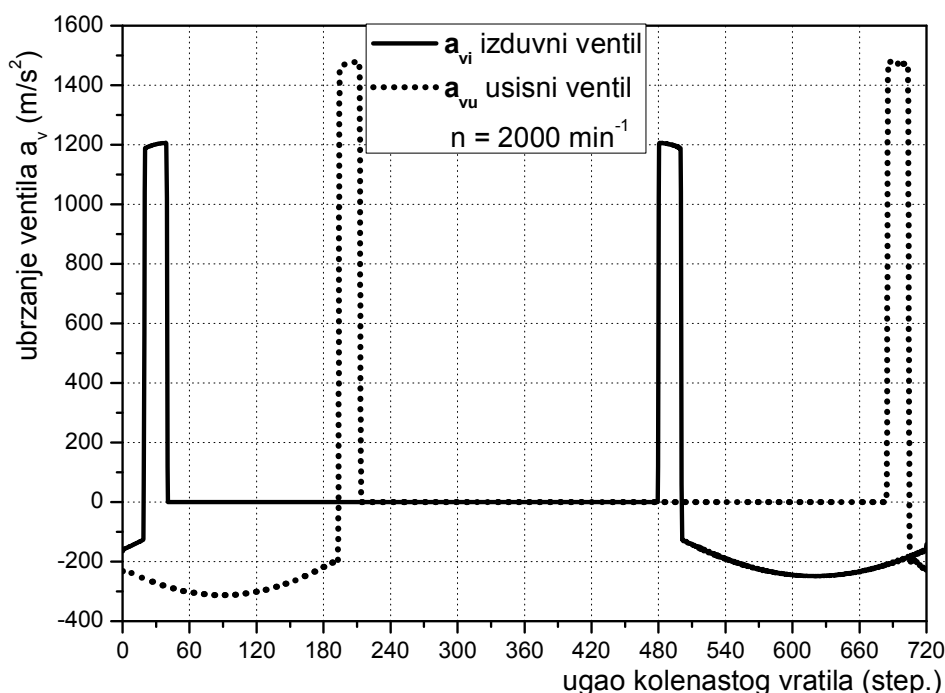
S obzirom na simetričnost bregova, i krive hodova, brzina i ubrzanja ventila za tekuće uglove obrtanja bregastog vratila β od π do $2 \cdot \pi$ radijana će biti simetrične u odnosu na poziciju $\beta = \pi$.



Slika 4.21 – Hodovi izduvnog i usisnog ventila u zavisnosti od ugla obrtanja kolenastog vratila



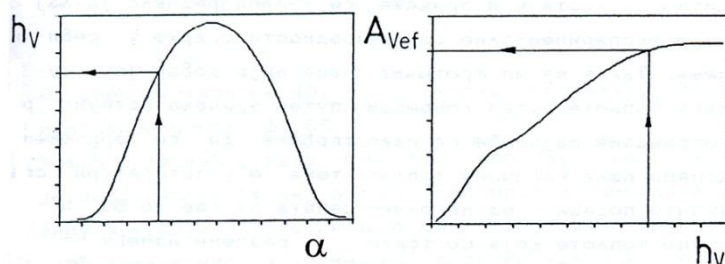
Slika 4.22 – Brzine izduvnog i usisnog ventila u zavisnosti od ugla obrtanja kolenastog vratila pri $n = 2000 \text{ min}^{-1}$



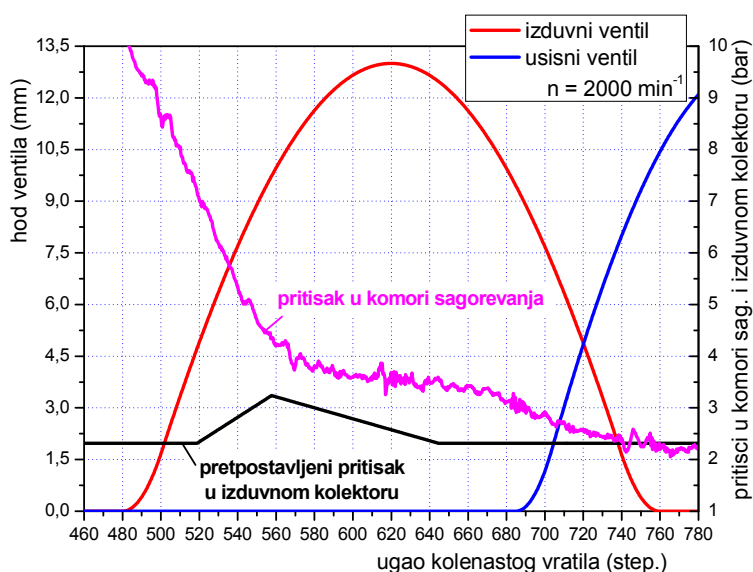
Slika 4.23 – Ubrzanja izduvnog i usisnog ventila u zavisnosti od ugla obrtanja kolenastog vratila pri $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Nakon usklađivanja tekućih uglova obrtanja bregastih vratila sa radnim procesima u cilindrima motora prema šemi razvoda (slika 4.18), mogu se dobiti dijagrami hodova, brzina i ubrzanja ventila u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila α , kao što je to prikazano na slikama 4.21, 4.22 i 4.23, gde nulta vrednost ugla α odgovara poziciji klipa glavnog cilindra u SMT na početku takta usisavanja.

Nagli porasti ubrzanja oba ventila se dešavaju pri prelasku potiskivanja podizača od strane bregova sa velikog radijusa R_1 na mali radijus R_2 , i obratno (slika 4.23). Prelasci sa velikog radijusa R_1 na osnovni radijus R_0 su praćeni naglim padom brzina (slika 4.22) i ubrzanja (slika 4.23) na nultu vrednost. Sasvim je jasno da se ovako skokovite promene ubrzanja ventilskih sklopova čije mase nisu zanemarnjive (0,4455 kg kod izduvnog i 0,4361 kg kod usisnog ventila) moraju rezultirati naglim skokovima i padovima inercijalnih sila, odnosno njima pobuđenih momenata koji direktno deluju na pogonski konični zupčanik fiksiran za prednji kraj kolenastog vratila. Sprečavanje razdvajanja brega i podizača ventila usled dejstva inercijalnih sila se realizuje preko para prednapregnutih opruga (male i velike opruge) sličnih karakteristika krutosti (oko 7,4 N/mm).



Slika 4.24 – Principijelna zavisnost efektivnog protočnog preseka od hoda ventila [7]



Slika 4.25 – Izmereni tok pritiska u komori sagorevanja i predpostavljeni tok pritiska u izduvnom kolektoru (prema merenju za motor OM 403) za vreme otvorenosti izduvnog ventila

Za procenu uticaja pritisaka koji deluju sa različitih strana pečurke ventila, potrebno je pre svega usvojiti kriterijume na osnovu kojih se u matematički model uvode ti pritisci. To je posebno važno kod izduvnih ventila, pošto pred kraj ekspanzije, kada se izduvni ventili otvaraju, u cilindru imamo produkte sagorevanja čiji pritisak nije zanemarljiv, što se jasno vidi na slici 4.25. S druge strane ventila, na površinu koja je umanjena za površinu poprečnog preseka stabla ventila, deluje pritisak u izduvnom kolektoru koji ima pulsirajući karakter saglasno redosledu izbacivanja izduvnih gasova iz pojedinih cilindara u zajednički izduvni kolektor. Pulzacije pritiska u izduvnom kolektoru nisu merene u sklopu eksperimenata izvršenih u okviru ovog rada. Jedina informacija koja je poznata je srednji pritisak izduvnih gasova. Za potrebe ovakvih proračuna, često se koriste srednje ili orijentacione vrednosti pritiska gasova i sa jedne i sa druge strane izduvnog ventila [17]. Ovde je primenjen drugačiji pristup, tako što je pulzacija pritiska u izduvnom kolektoru aproksimirana trouglastom odskočnom funkcijom, koja je na slici 4.25 prikazana crnom bojom. Kao osnov za ovu aproksimaciju je poslužilo jedno ranije merenje pulzacija pritiska u izduvnom kolektoru izvršeno na dizel motoru OM 403 V gradnje sa deset cilindara. Na osnovu tih merenja usvojen je ugaoni početak pulzacije, dostizanje maksimuma pulzacije i ugaono trajanje pulzacije. Kašnjenje pulzacije u odnosu na trenutak otvaranja izduvnog ventila je posledica sporijeg početnog rasta efektivnog protočnog preseka između ventila i sedišta, a dostizanje pika pulzacije mnogo pre maksimalnog izdizanja ventila je posledica ostvarenog maksimalnog protočnog preseka, koji se daljim izdizanjem ventila više ne menja (slika 4.24). Pored ovoga, usvojena je i pretpostavka da količnik maksimuma i minimuma pulzacije u izduvnom kolektoru ispitivanog motora iznosi 1,4 pri čemu srednji modelirani pritisak mora biti jednak izmerenom srednjem pritisku izduvnih gasova:

$$\left. \begin{aligned} \frac{p_{max}}{p_{min}} &= 1,4 \\ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i &= p_{mer} \end{aligned} \right\} \quad (4.33)$$

Sile koje se generišu na mestima kontakta brega bregastih vratila i podizača, kako izduvnih tako i usisnih ventila, mogu se odrediti iz sledećih jednačina:

- inercijalne sile:

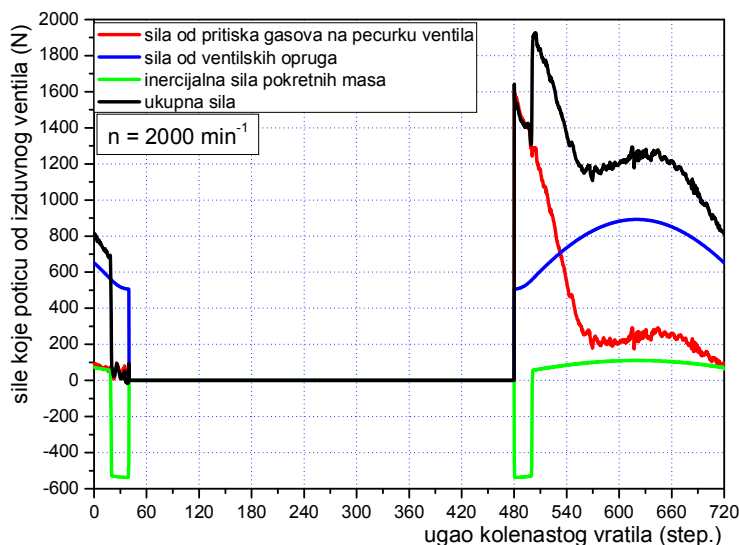
$$F_{inv} = -m_v \cdot a_v \quad (4.34)$$

- gasne sile:

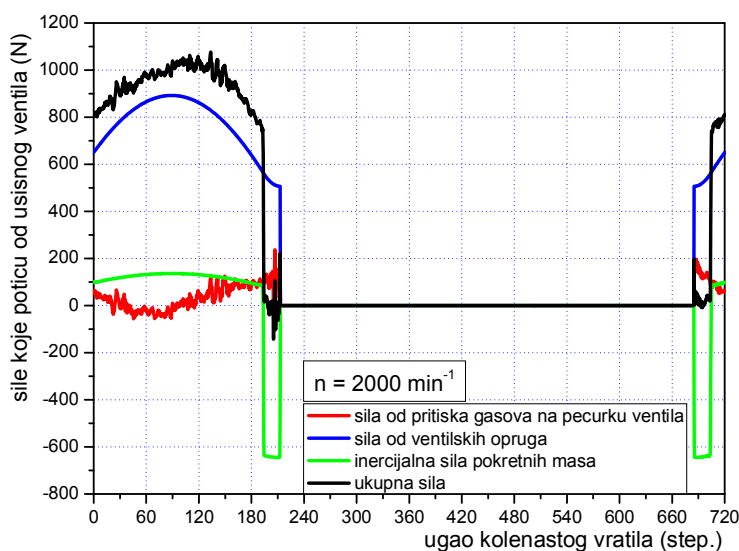
$$F_{gv} = p_{cil} \cdot \frac{d_{pv}^2 \cdot \pi}{4} - p_{kol} \cdot \frac{(d_{pv}^2 - d_{sv}^2) \cdot \pi}{4} \quad (4.35)$$

- sile usled elastičnih opruga:

$$F_{opv} = c_1 \cdot (h_v + \Delta l_1) + c_2 \cdot (h_v + \Delta l_2) \quad (4.36)$$



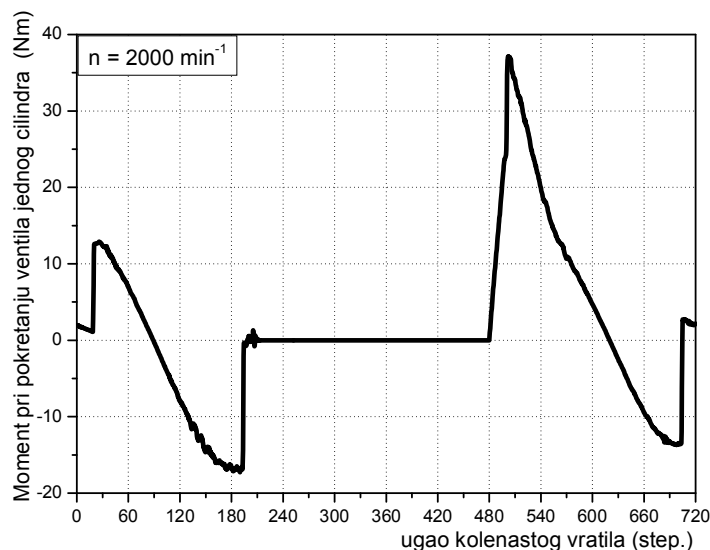
Slika 4.26 – Sile koje se javljaju na kontaktu brega i podizača izduvnog ventila



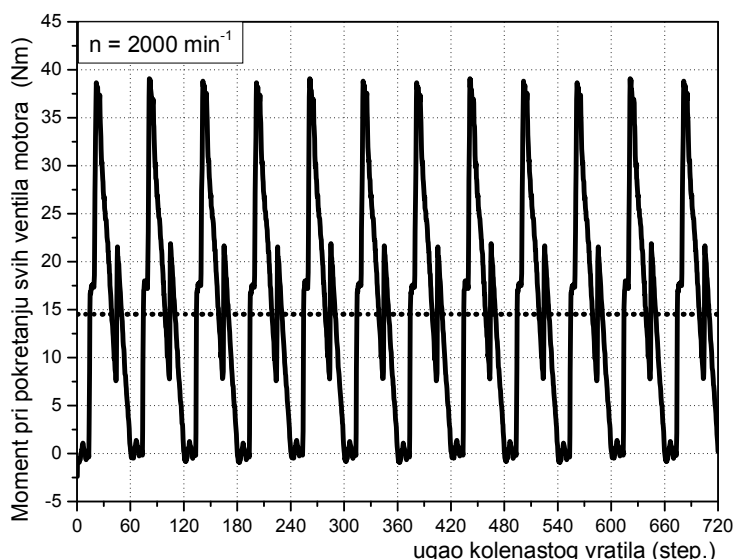
Slika 4.27 – Sile koje se javljaju na kontaktu brega i podizača usisnog ventila

Tok ovih sila za referentni izduvni ventil je prikazan na slici 4.26, a za referentni usisni ventil na slici 4.27. Ovi dijagrami pokazuju da kod izduvnog ventila sile elastičnih opruga i gasna sila zajedničkim delovanjem uspevaju da savladaju inercijalnu silu (ukupna sila je uvek pozitivna). S druge strane, kod usisnog ventila se može uočiti period kada ukupna sila postiže negativne vrednosti, odnosno kada inercijalna sila

nadvladava zajednički učinak sila elastičnih opruga i gasne sile. Ovo se kratkotrajno dešava pri prelasku kontakata breg–podizač sa prečnika brega R_1 na R_2 .



Slika 4.28 – Moment na kolenastom vratilu koji se javlja pri pokretanju izduvnih i usisnih ventila jednog cilindra motora



Slika 4.29 – Ukupni moment na kolenastom vratilu koji se javlja pri pokretanju svih izduvnih i usisnih ventila motora (2000 min^{-1} , puno opterećenje)

Ispitivani motor ima četiri ($2 + 2$) ventila po cilindru. Moment koji se prenosi na kolenasto vratilo usled inercijalnih sila, gasnih sila i sila elastičnih opruga generisanih na mestima kontakta podizača usisnih (u), odnosno izduvnih (i) ventila jednog cilindra se dobija iz elementarnih relacija zavisnosti snage, sile i brzine sa jedne strane, i snage, momenta i ugaone brzine sa druge strane:

$$M_{1v} = M_{1vu} + M_{1vi} = \frac{2 \cdot (F_{invu} + F_{gvu} + F_{opvu}) \cdot v_{vu}}{\omega} + \frac{2 \cdot (F_{invi} + F_{gvi} + F_{opvi}) \cdot v_{vi}}{\omega} \quad (4.37)$$

Dijagram dobijenog momenta je prikazan na slici 4.28. On predstavlja nepravilnu krivu koju, posmatranu kao vektor, karakterišu nagle promene pravca i intenziteta delovanja. Pri svemu tome srednja vrednost dobijenog momenta nije jednaka nuli, što pre svega

treba pripisati gasnim silama koje deluju na izduvne ventile neposredno nakon njihovih otvaranja.

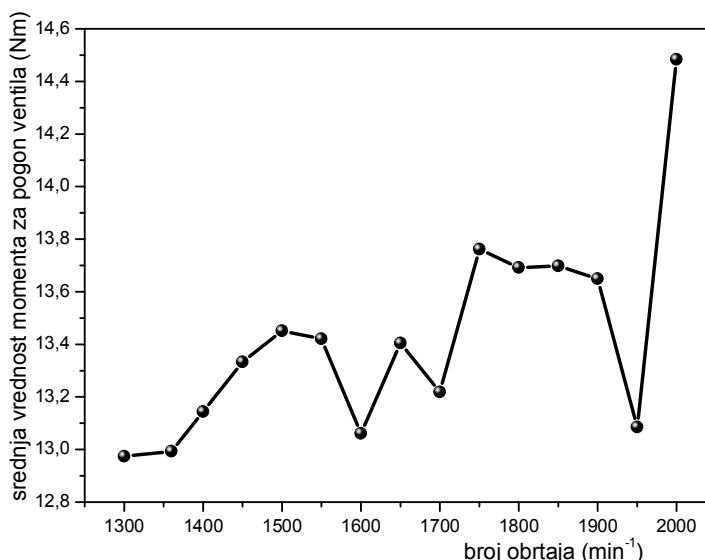
Ukupni moment pri pokretanju svih ventila razvoda se dobija sabiranjem dvanaest momenata identičnih momentu prikazanom na slici 4.28, samo fazno pomerenih prema redosledu paljenja motora:

$$M_{raz}(\alpha) = \sum_{j=1}^{12} M_{jv} \quad (4.38)$$

Dijagram dobijenog ukupnog momenta angažovanog za pokretanje svih ventila na motoru je prikazan na slici 4.29 crnom bojom, a njegovu srednju vrednost reprezentuje prava predstavljena tačkasto. Dobijenu krivu momenta karakterišu izraziti udarni pikovi koji predstavljaju ozbiljno, zamorno opterećenje za ceo sistem razvoda snage od kolenastog vratila do ventila. Izduvni ventili u manjem obimu utiču na udarno dejstvo generisanog momenta od usisnih, ali dominantno utiču na povećanje njegove srednje vrednosti. Posebnu priču, odnosno veliku nepoznanicu koja se u poslednje vreme intenzivno istražuje, predstavljaju sile, odnosno momenti trenja generisani u ovakvim uslovima opterećenja. Tribološkim aspektima podmazivanja kliznih površina sklopa breg-podizač, i dilemi da li zaista dolazi do direktnog kontakta metal na metal površina ovih elemenata, posvećena je tačka 5.2.3 ovog rada, kako bi se bliže osvetlila sva kompleksnost i brojne nepoznanice vezane za ovaj problem.

Pri izvođenju ove analize postojala je težnja da se iskoristi što više pouzdanih podataka dobijenih neposrednim merenjem, ili korišćenjem originalne tehničke dokumentacije, a tamo gde to nije bilo moguće, korišćenja su uprošćenja ili pretpostavke (nije se mogao utvrditi realan zazor svih ventila, realan tok pritiska u izduvnom kolektoru, i sl.), koje ne bi trebalo ozbiljnije da utiču na rezultate proračuna i stvaranju opšte slike o realnim dešavanjima u sistemu pogona ventila na motoru.

$n[\text{min}^{-1}]$	$\overline{M_{raz}} [\text{Nm}]$
1300	12,974
1360	12,993
1400	13,144
1450	13,333
1500	13,451
1550	13,421
1600	13,061
1650	13,405
1700	13,219
1750	13,762
1800	13,692
1850	13,698
1900	13,649
1950	13,085
2000	14,484



Slika 4.30 – Srednje vrednosti generisanog momenta za pogon izduvnih i usisnih ventila za različite brojeve obrtaja pri punom opterećenju

Izračunate srednje vrednosti generisanog momenta za pogon izduvnih i usisnih ventila za različite brojeve obrtaja pri punom opterećenju su prikazane na slici 4.30.

Postavlja se pitanje opravdanosti uzimanja u obzir ovog promenljivog momenta, imajući u vidu složenost proračuna, pošto se ispostavilo da on po srednjoj vrednosti iznosi svega oko 0,3% od ukupnog srednjeg momenta aktivnih gasnih sila. Međutim, ovaj moment je ipak uzet u obzir, s obzirom na pikove koji mogu biti i oko 2,5 puta veći od njegove srednje vrednosti. To je u direktnoj vezi i sa činjenicom da se ovaj moment, zajedno sa momentima angažovanim za pogon ostalih pomoćnih uređaja osim PVP, odvodi sa slobodnog kraja kolenastog vratila preko koničnog zupčanika, na kome je upravo postavljen enkoder pomoću koga je merena ugaona brzina tog kraja kolenastog vratila. Iako se na osnovu dobijenih vrednosti ovog promenljivog momenta, za motor ispitivan u ovom radu može zaključiti da je njegov uticaj na dinamiku ispitivanog torziona-oscilatornog sistema dovoljno mali da bi se mogao i zanemariti, treba imati u vidu da ovaj moment spada u kategoriju gubitaka. Da nije izvršena njegova približna procena, ovaj moment bi morao bio uključen u gubitke vezane za trenje predpostavljeno kao viskozno prigušenje proporcionalno trenutnoj ugaonoj brzini, iako je jasno da kriva prikazana na slici 4.29 ne zadovoljava takvu vrstu zavisnosti. U tom slučaju ovaj moment bi po srednjoj vrednosti, za neke režime ispitivanja, mogao iznositi i do 3,56% od ukupnog srednjeg momenta trenja, odnosno i do 21,4% srednjeg momenta trenja inercijalnih masa EDTS koja uključuje parove naspramnih cilindara motora, što bi se značajnije odrazilo na grešku matematičkog modeliranja nego sama činjenica da je ovaj moment zanemaren. Na kraju, razvijena procedura procene ovog momenta bi mogla biti od koristiti pri razmatranju manjih motora, gde bi navedeni procenti mogli imati veće vrednosti, ili bi mogla poslužiti kao literaturni izvor koji bi opravdavao zanemarivanje ovog momenta, ako se tako nešto pokaže racionalnim.

4.6.2 Moment koji se generiše pri pokretanju pumpe visokog pritiska

Energija, odnosno moment potreban za rad sistema za ubrizgavanje goriva obezbeđuje se od motora preko sistema zupčanika i spojnice na bregastom vratilu pumpe visokog pritiska. Da bi se došlo do podataka o potrebnom momentu, mora se krenuti od jednog elementa PVP, pri čemu se usvaja da se i ostali elementi ponašaju na identičan način. Ovaj moment se može približno proceniti ako je u funkciji ugla obrtanja bregastog vratila PVP (ili kolenastog vratila motora), poznata promena sledećih parametara:

- pritiska u cilindru posmatranog elementa pumpe i
- pomeranje, brzina i ubrzanje klipa datog elementa.

Merenje toka pritiska u cilindru elementa PVP je praktično teško realizovati, ali se on može dobiti na osnovu matematičkog modela koji opisuje procese u sistemu ubrizgavanja. Za sisteme ubrizgavanje goriva, s obzirom na njegove karakteristike, najispravniji put je razvijanje matematičkih modela tzv. poluprovodne kibernetičke kutije. Vredi podsetiti da se takvi modeli sastoje iz matematičkih relacija zasnovanih na zakonima fizike, a sadrže i parametre od kojih neki nisu poznati, ili su samo orijentaciono poznati. Ovi parametri se mogu identifikovati korišćenjem eksperimentalnih (izmerenih) rezultata, na osnovu blokova ugrađenih u matematički model koji su u stanju da uspostave korelaciju između vrednosti nepoznatih parametara i izlaznih rezultata modela, tako da se oni što je moguće bolje približe eksperimentalnim. Problemima identifikacije parametara matematičkog modela je posvećena tačka 8. ovog rada, pošto i matematički model dinamičkog ponašanja sistema ispitivanog u ovom radu spada u grupu modela poluprovodne kibernetičke kutije.

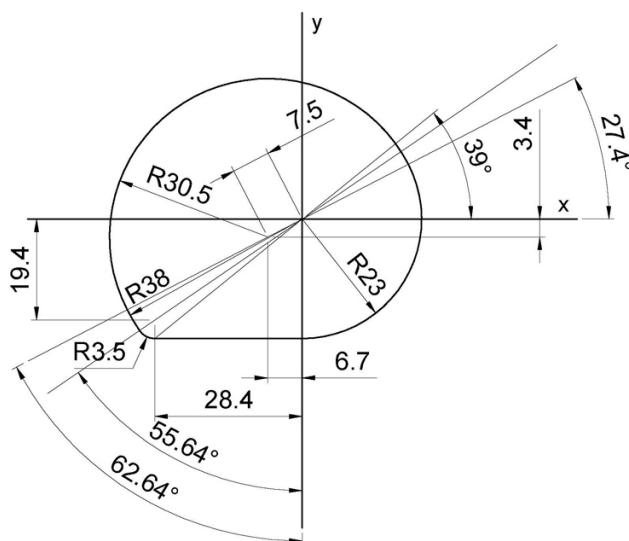
Važno je napomenuti da se za približne proračune umesto pritiska u cilindru posmatranog elementa pumpe može koristiti i izmereni pritisak na početku cevi visokog pritiska.

Matematički model procesa u sistemu ubrizgavanja detaljno je objašnjen u referenci [8], i upravo je razvijan i prilagođen za familiju pumpi visokog pritiska kojoj pripada i pumpa ugrađenu na motor koji se ovde razmatra. Prema metodologiji izloženoj u referenci [8], matematički model celog sistema je podeljen na delove koji predstavljaju zasebne funkcionalne celine. Dekompozicijom se dobijaju podmodeli u kojima se realni fizički procesi opisuju skupovima matematičkih relacija, pri čemu su uspostavljene odgovarajuće veze između susednih podmodela. Zasebne celine matematičkog modela su:

- model procesa u pumpi i brizgaljki,
- model strujanja u cevovodu, i
- model fizičkih osobina radne tečnosti.

Matematički model procesa u pumpi i brizgaljki je dalje podeljen na detaljnije podmodele:

- procesa u cilindarskom prostoru elementa pumpe,
- procesa u komori rasteretnog ventila,
- procesa u komori prigušnice i
- procesa u komori brizgaljke.



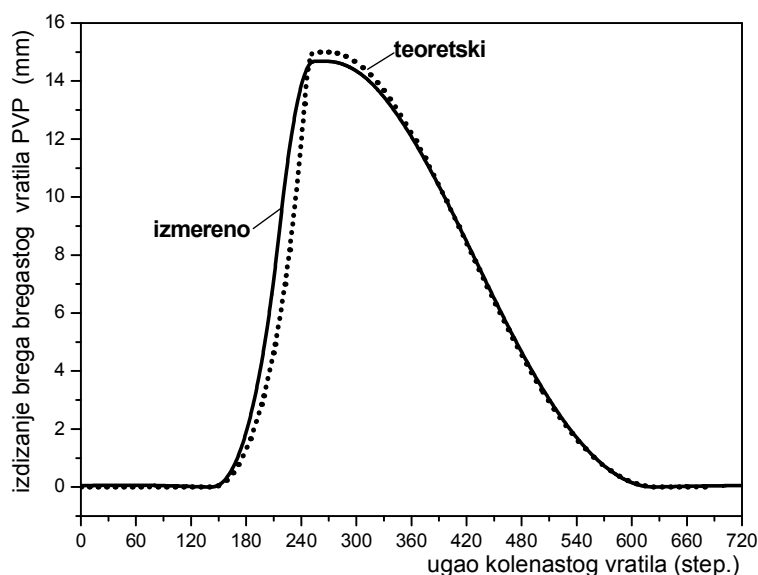
Slika 4.31 – Profili brega bregastog vratila pumpe visokog pritiska

I za postavljanje podmodela, odnosno modela u celini, neophodan uslov je poznavanje pomeranja, brzine i ubrzanja klipa elementa pumpe u funkciji ugla obrtanja bregastog vratila PVP ili kolenastog vratila motora.

Na slici 4.31 je prikazan teorijski profil brega bregastog vratila pumpe visokog pritiska ugrađene na motor koji se ovde razmatra, preuzet iz konstruktivne dokumentacije. Pri određivanju izdizanja bregova, za elemente profila brega koji predstavljaju kružne lukove može se koristiti sistem jednačina (4.25), a za ravan horizontalni deo profila važi jednačina:

$$\rho = -\frac{23}{\sin \beta} \quad (4.39)$$

Na slici 4.32 je dat uporedni prikaz izmerenog i teorijskog izdizanja brega pumpe visokog pritiska dobijenog na osnovu projektovanog profila brega (slika 4.31). Kriva crvene boje proizilazi iz realno izvedenog stanja, a kriva crne boje iz teoretski usvojenog profila brega bregastog vratila. Uočava se znatno odstupanje realnih, izmerenih vrednosti u odnosu na teoretske, posebno na ravnom delu profila brega kada se upravo odvija potiskivanje goriva iz PVP u cilindar motora, odnosno za vreme tzv. aktivnog hoda klipa elementa. Hod klipa elementa pumpe se može odrediti na osnovu profila brega (slika 4.31) preko jednačina koje opisuju kinematske odnose na kontaktu breg–rolnica [8], ili se može izmeriti na samoj pumpi, što je i urađeno u ovom radu. Ako bi se hod klipa elementa izjednačio sa tokom promene profila brega koji diktira izdizanje brega bregastog vratila PVP (kriva crne boje na slici 4.32), ne bi se napravila velika greška s obzirom da je zona kontakta brega PVP i cilindrične rollica dosta uska, što nije slučaj kod bregova bregastog vratila razvoda i ravne površine podizača ventila (slika 4.20).

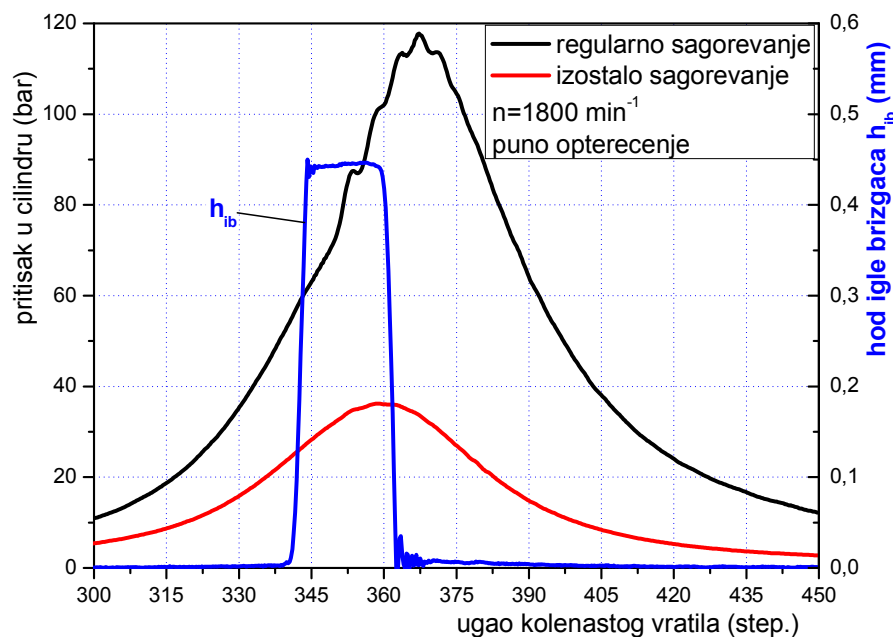


Slika 4.32 – Izdizanje brega bregastog vratila pumpe visokog pritiska

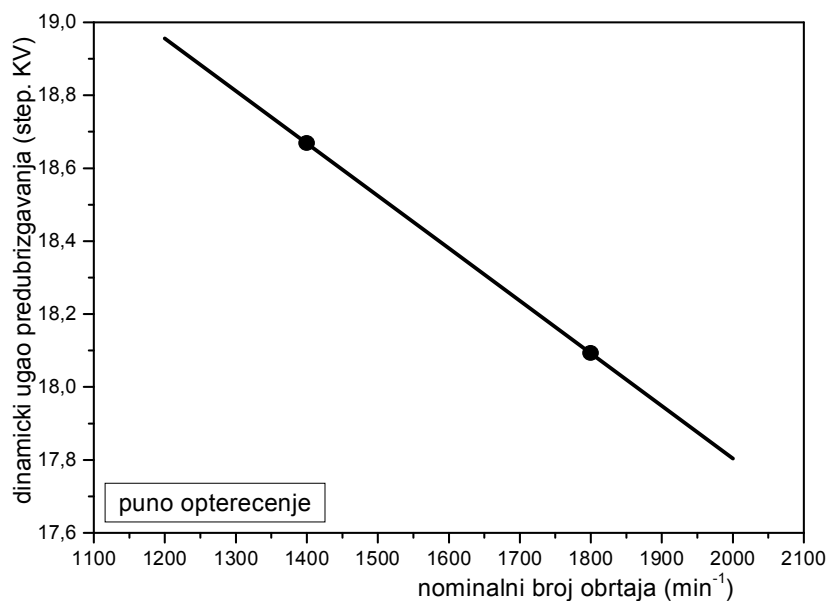
Određivanje toka pritiska u cilindru posmatranog elementa pumpe i implementacija odgovarajućeg matematičkog modela se nije mogla zasnivati na rezultatima ispitivanja gde je sistem ubrizgavanja integrisan sa motorom, već na rezultatima ispitivanja sistema za ubrizgavanje na probnom stolu BOSCH. Naime, ispitivanja sistema ubrizgavanja kada je on integrisan sa motorom su rađena izuzetno retko i na ograničenom broju radnih režima. U ovakvoj situaciji se javlja ozbiljan problem, kako povezati relevantne parametare modelirane na osnovu rezultata izmerenih na probnom stolu sa realnim radnim procesom motora, odnosno, kako ove parametre uskladiti sa $p - \alpha$ dijagramima izmerenih pritisaka, gde je SMT klipa motora relativno tačno procenjena. U tu svrhu je iskorišćeno jedno ranije uporedno merenje tokova indikatorskih dijagrama i hoda igle brizgača na punom opterećenju, kao što je prikazano na slici 4.33. Ovi rezultati merenja ukazuju na dve bitne stvari:

- 1) Početak ubrizgavanja, odnosno dinamički ugao predubrizgavanja je znatno manji od ugla predubrizgavanja podešenog u statičkim uslovima (25 stepeni kolenastog vratila pre SMT). Pošto je realan dinamički ugao predubrizgavanja (tj. trenutak kada prve čestice mlaza goriva dospevaju u cilindar motora) teško precizno odrediti, on je ovde usvojen kao udaljenost prve tačke na $\frac{1}{4}$ maksimalne uzlazne ivice hoda igle

brizgača (dobijene linearnom interpolacijom), od procenjene SMT. Pošlo se od pretpostavke da je za to vreme gorivo potpuno ispunilo komoricu u telu brizgača ispod zaptivnog konusa igle, i da su prve kapljice već dospele u cilindar. Grešaka u proceni ovog parametra se kompenzuje činjenicom da je usvojen jedinstven kriterijum, tako da je procenjeni dinamički ugao predubrizgavanja u direktnoj koleraciji sa realnom vrednošću ovog parametra, a vrednosti ugaonih intervala od trenutka podizanja igle brizgača do dostizanja $\frac{1}{4}$ uzlazne ivice njegovog maksimalnog hoda su male veličine za koje se na vršnim opterećenjima može usvojiti da su približno konstante vrednosti na svim brojevima obrtaja.



Slika 4.33 – Tok pritiska u cilindru i hod igle brizgača pumpe visokog pritiska P507 u funkciji ugla kolenastog vratila (1800 min^{-1} , puno opterećenje)



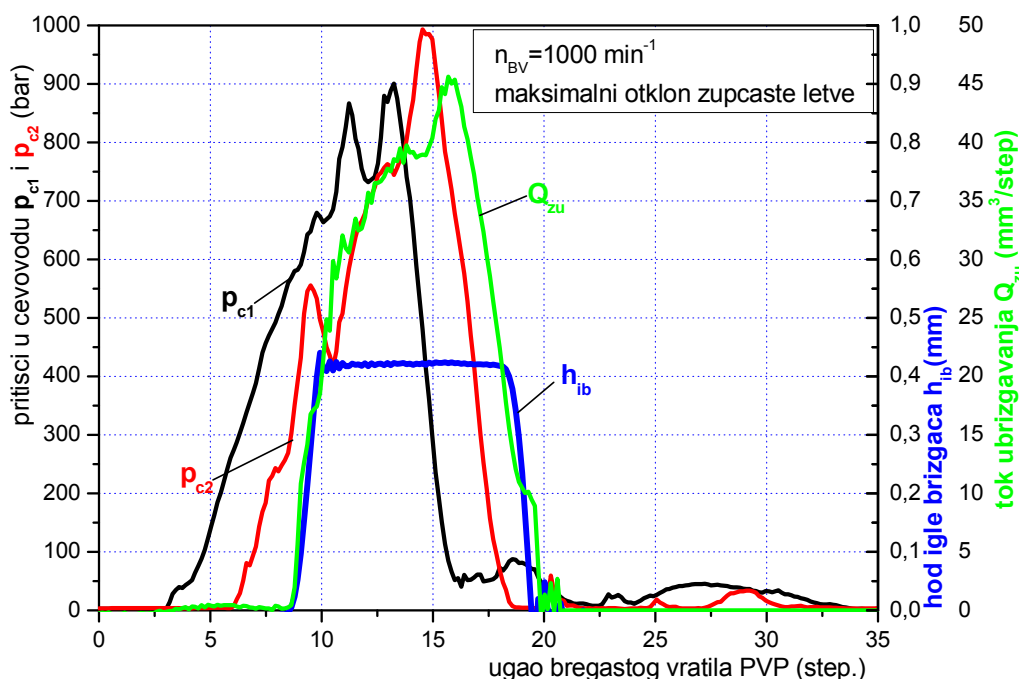
Slika 4.34 – Predpostavljena zavisnost dinamičkog ugla predubrizgavanja od nominalnog broja obrtaja pri punom opterećenju

2) Dinamički ugao predubrzigavanja je parametar koji zavisi i od položaja regulacionog organa–zupčaste letve, tj. od opterećenja motora, i od brzinskog režima, kao rezultat složenih hidro-dinamičkih i mehaničkih procesa koji se menjaju sa promenom ova dva ključna parametra. Tako pri istom broju obrtaja motora, dinamički ugao predubrzigavanja (kao i vreme ubrzigavanja) raste sa povećanjem opterećenja. Ovde je daleko važnije proceniti ponašanje dinamičkog ugla predubrzigavanja pri različitim brojevima obrtaja na vršnim opterećenjima, i rezultati merenja očekivano pokazuju da dinamički ugao predubrzigavanja opada sa porastom broja obrtaja, kao što je to pokazano na slici 4.34. Na žalost, ova merenja pokrivaju samo dva brzinska režima (očekivanog maksimalnog momenta–1400 min⁻¹ i preporučenog broja obrtaja–1800 min⁻¹) što na slici 4.34 odgovara naglašenim kružićima crne boje. Na osnovu ove dve tačke je formirana interpolaciona prava, gde je usvojena pretpostavka da je ovako procenjen dinamički ugao predubrzigavanja na vršnim režimima opterećenja linearna funkcija broja obrtaja.

U ovom slučaju aproksimaciona jednačina glasi $\alpha_{pudin} = 18,668 - \frac{0,576}{400} \cdot (n - 400)$, a na osnovu nje su procenjene vrednosti α_{pudin} koje bi trebalo da odgovaraju režimima ispitivanja PVP na probnom stolu, i one su date u tabeli 4.2

Tabela 4.2 - Procenjeni dinamički ugao predubrzigavanja α_{pudin}

$n_{BV} [min^{-1}]$	1200	1400	1600	1800	2000
α_{pudin}	18,956	18,668	18,380	18,092	17,804

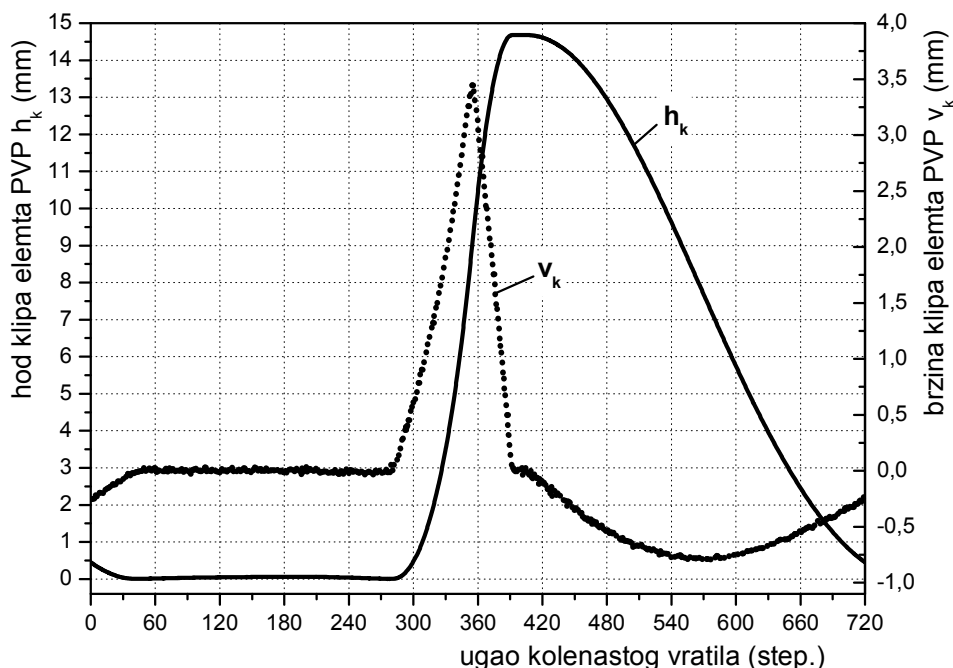


Slika 4.35 – Izmereni parametri ubrzigavanja u funkciji ugla bregastog vratila PVP

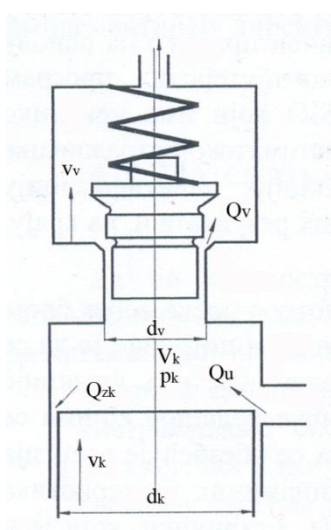
S druge strane, na probnom stolu pored toga što je izmeren hod klipa referentnog elementa PVP, za određene srednje brojeve obrtaja bregastog vratila pumpe su u funkciji ugla obrtanja bregastog vratila PVP mereni i osnovni parametri ubrzigavanja:

- hod igle brizgača (h_{ib}).
- tok ubrzigavanja, tj. promena zapremine ubrziganog goriva (Q_{zu}).

- pritisak na početku cevododa koji povezuje pumpu i brizgač (p_{c1}) i
- pritisak na kraju cevododa koji povezuje pumpu i brizgač (p_{c2}).



Slika 4.36 – Hod i brzina klipa pumpe visokog pritiska P507 u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila



Slika 4.37 – Uprošćeni šematski prikaz elementa PVP [8]

Primer izmerenih parametara ubrizgavanja PVP pri broju obrtaja bregastog vratila 1000 min^{-1} i maksimalnom položaju zupčaste letve je prikazan na slici 4.35. Pri merenju je korišćen inkrementalni enkoder sa rezolucijom od 1250 podeoka po krugu spojen sa pogonskim vratilom elektromotora koji je pokretao pumpu visokog pritiska. Time je dobijene rezultate bilo moguće predstaviti u funkciji ugla obrtanja bregastog vratila pumpe, čiji početak je u svim slučajevima bio sinhronizovan sa nailaskom fiksne ugaone marke enkodera (trigera). Pošto je po istom principu, u okviru posebnog merenja, pri minimalnom broju obrtaja bregastog vratila pumpe izmeren i hod elementa pumpe, stvoreni su uslovi da se na osnovu prethodno procenjenog dinamičkog ugla

predubrizzgavanja, sve nabrojane merene veličine predstave u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila motora sa relativno tačno određenom SMT. Na slici 4.36 je prikazan hod elementa pumpe visokog pritiska i njegova brzina kao izvedena veličina, u funkciji ugla kolenastog vratila sa procenjenom SMT referentnog cilindra.

Šematski prikaz elementa pumpe visokog pritiska za koji se postavlja matematički model je prikazan na slici 4.37.

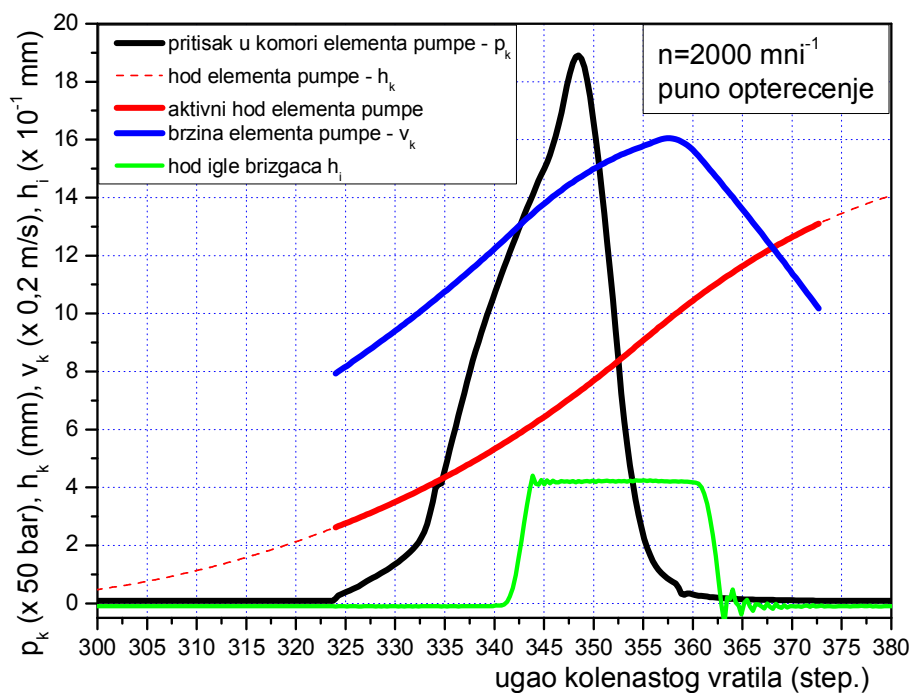
Diferencijalna jednačina koja definiše tok pritiska u cilindarskom prostoru elementa PVP (p_k) ima oblik [8]:

$$\frac{dp_k}{d\beta} = \frac{E_k}{\omega_{BV} \cdot V_k} \cdot [Q_u - Q_v + A_k \cdot v_k - A_v \cdot v_v - Q_{zk}] \quad (4.40)$$

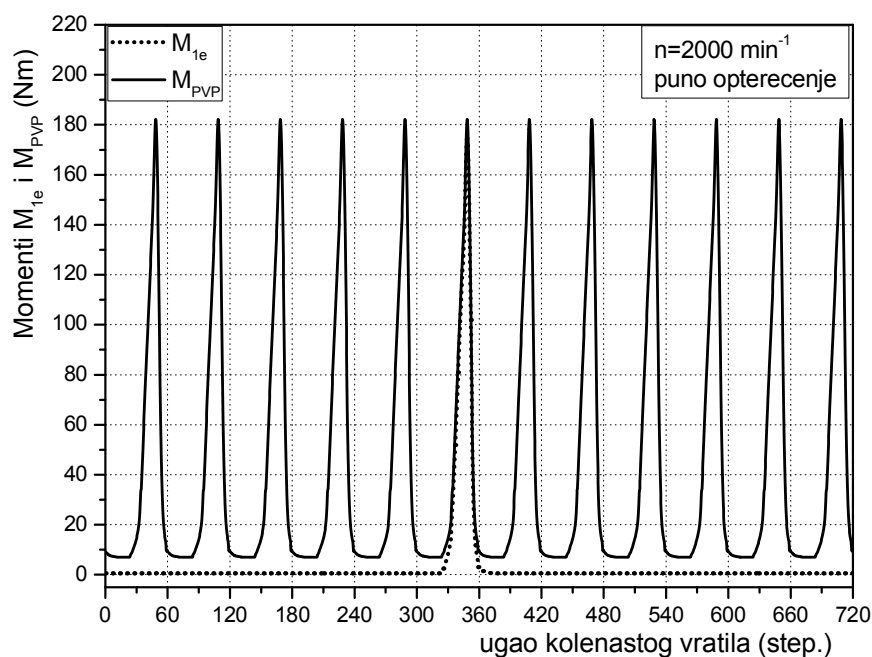
Pritisak u cilindarskom prostoru elementa PVP je funkcija: modula elastičnosti radnog fluida (E_k), ugaone brzine bregastog vratila PVP (ω_{BV}), promenljive zapremine u komori elementa PVP (V_k), zapreminskog protoka kroz napojne otvore elementa PVP (Q_u), zapreminskog protoka kroz rasteretni ventil elementa PVP (Q_v), površine poprečnog preseka klipa elementa (A_k), brzine klipa elementa PVP (v_k), površine poprečnog preseka rasteretnog ventila (A_v), brzine rasteretnog ventila elementa PVP (v_v) i zapreminskog protoka kroz zatore između klipa i cilindra elementa PVP (Q_{zk}). Primenom matematičkog modela izloženog u [8], koji zbog svoje složenosti ovde neće biti detaljnije opisivan, može se dobiti tok pritiska u cilindru referentnog elementa PVP, kao što je to prikazano na slici 4.38.

Sada se moment potreban za rad jednog elementa PVP koji se oduzima od kolenastog vratila motora može dobiti iz relacije:

$$M_{1e} = \frac{(p_k \cdot A_k) \cdot v_k}{\omega} \quad (4.41)$$



Slika 4.38 – Modelirani tok pritiska u cilindru elementa PVP za vreme aktivnog hoda klipa pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju



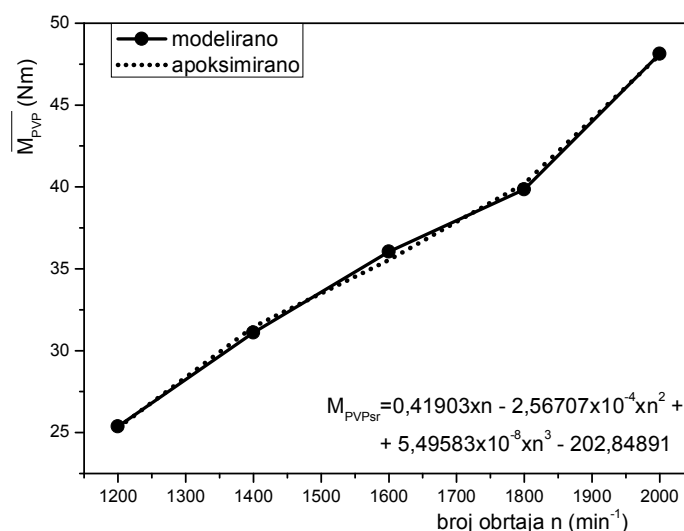
Slika 4.39 – Tokovi momenata oduzetih sa kolenastog vratila za pokretanje jednog elementa PVP (M_{1e}) i svih dvanaest elemenata (M_{PVP}) pri 2000 min^{-1} kolenastog motora i punom opterećenju

Ukupan moment koji se od kolenastog vratila motora odvodi za pokretanje svih dvanaest elemenata pumpe se može dobiti sabiranjem momenata svih elemenata PVP, koji su po obliku identični momentu M_{1e} , ali su fazno pomereni prema redosledu potiskivanja goriva za ≈ 60 stepeni po uglu kolenastog vratila:

$$M_{PVP} = \sum_{j=1}^{12} M_{je} \quad (4.42)$$

Tabela 4.3 – Srednja vrednost momenta za pogon PVP pri različitim brojevima obrtaja

$n [\text{min}^{-1}]$	1200	1400	1600	1800	2000
$\overline{M}_{PVP} [\text{Nm}]$	25,381	31,113	36,046	39,851	48,133



Slika 4.40 – Srednji moment angažovan za pokretanje PVP u zavisnosti od broja obrtaja

Modelirani tokovi momenata oduzetih od kolenastog vratila za pokretanje jednog elementa PVP (M_{1e}) i svih dvanaest elemenata (M_{PVP}) pri 2000 min^{-1} kolenastog motora i punom opterećenju, u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila, prikazan je na slici 4.39. Izračunate srednje vrednosti za režime ispitivanja na probnom stolu su date u tabeli 4.3, a grafički prikaz zavisnosti tih srednjih momenata od broja obrtaja je prikazan je na slici 4.40. Ova zavisnost je aproksimirana kubnom parabolom, i na onovu nje su procenjeni kako srednji tako i promenljivi momenti utrošeni za pogon PVP na ostalim režimima na kojima je motor ispitivan. Na primer, za brzinski režim 1900 min^{-1} izvršeno je osrednjavanje krivih dobijenih iz matematičkog modela za brojeve obrtaja 1800 min^{-1} i 2000 min^{-1} , a onda je dobijena kriva pomerena po ordinati tako da njena srednja vrednost odgovara vrednosti dobijenoj iz aproksimirajuće kubne parabole.

Prikazani rezultati ukazuju da moment odveden sa kolenastog vratila za pogon PVP, ne toliko po srednjoj vrednosti koliko po vrednostima pikova, može ostaviti vidan trag na ugaonu brzinu kraja kolenastog vratila prema kočnici, gde je smešten pogon PVP. Opšti oblik ove krive daleko odstupa od oblika koji bi se mogao povezati sa viskozним prigušenjem, kao i u slučaju i krive momenta uloženog za pogon ventilskog razvoda.

4.6.3 Moment koji se generiše pri radu zupčaste uljne pumpe



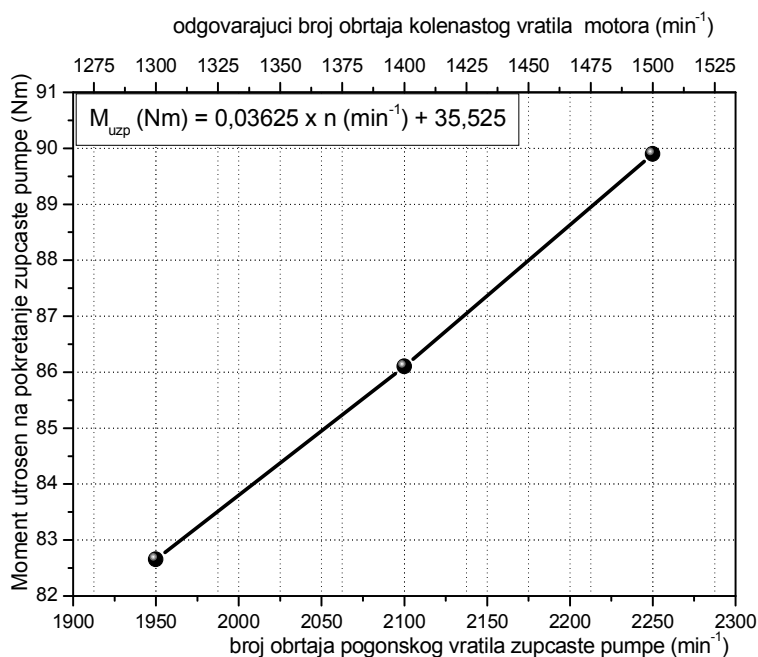
Slika.4.41 – Probni sto za ispitivanje sistema za podmazivanje motora

Tabela 4.4 – Podaci uporedog ispitivanja sistema podmazivanja van motora i na motoru

mereno	n_{uzp} (min^{-1})	p_{KV} (bar)	Q_{hlkl} (dm^3/min)	Q_{KV} (dm^3/min)	t_u ($^{\circ}\text{C}$)	M_{uzp} (Nm)
van motora	1950	8,5	43	34	100	82,65
na motoru		8,4	40	33	89,73	-
van motora	2100	8,55	43	34,2	98	86,1
na motoru		8,4	42	34	91,5	-
van motora	2250	8,55	42,8	34,1	92	89,9
na motoru		8,3	43	35	92,82	-

Zadatak zupčaste uljne pumpe na ispitivanom motoru je dvojak. Pored osnovne uloge da pod dovoljno visokim pritiskom obezbedi podmazivanje svih kliznih površina elemenata motora, pumpa ima i ulogu da obezbedi dovoljan protok ulja za dodatnu funkciju—hlađenja klipova. Ova dodatna funkcija je zahtevala rekonstrukciju ranijeg

rešenja, tako da je realizovana nova konstrukcija pumpe koja je obezbeđivala dvostruko veći protok ulja. Međutim, ispostavilo se da je rad rekonstruisane zupčaste pumpe praćen čestim otkazima, lomovima glavnog pogonskog vratila i razaranjem ležišta ožlebljenih vratila pogona. U cilju boljeg sagledavanja uzoraka i razmatranja mogućnosti otklanjanja uočenih otkaza, ceo sistem podmazivanja je ispitivan posebno, van motora. Oformljen je poseban probni sto (slika 4.41), koji je poslužio da se simulira rad sistema za podmazivanja, tako da on što vernije odgovara realnim uslovima rada sistema na motoru. Pumpa je pri tome pokretana elektro–hidrauličnim pogonom. Na pogonskom vratilu pumpe su nalepljene merne trake sa kojih se preko četkica, tokom obrtanja pogonskog vratila, mogla dobiti informacija o trenutnom momentu angažovanom za pokretanje pumpe. Istovremeno je preko elektronskog sklopa meren trenutni broj obrtaja pogonskog vratila pumpe. Sistemom slavina i ventila je bilo moguće podešavati prigušenja u sistemu tako da se dobiju približno iste vrednosti pritisaka i protoka ulja za podmazivanje na istim mernim mestima probnog stola za zasebno ispitivanje sistema za podmazivanje i probnog stola gde je ispitivan kompletan motor. Međutim, ispostavilo se da primenjeni elektro–hidraulični pogon nije bio u stanju da obezbedi dovoljnu snagu kojom bi se na probnom stolu simuliralo celo radno područje sistema za podmazivanje implementiranog na motoru. Kako prenosni odnos pogon zupčaste pumpe–kolenasto vratilo motora iznosi 1,5, ispitivanja su vršena pri brojevima obrtaja pogonskog vratila pumpe 1950, 2100 i 2250 min^{-1} , što odgovara brojevima obrtaja kolenastog vratila motora od 1300, 1400 i 1500 min^{-1} .



Slika 4.42 – Moment potreban za pokretanje uljne zupčaste pumpe

U tabeli 4.4 su dati podaci uporednog ispitivanja sistema podmazivanja van motora i na motoru. Očigledno je da se težilo postizanju približno istih uslova rada, o čemu govore uporedni podaci iz tabele 4.4 o pritisku ulja u kolenastom vratilu (p_{KV}), protoku ulja namenjenog hlađenju klipova (Q_{hkl}), protoku ulja namenjenog podmazivanju kliznih površina kolenastog vratila (Q_{KV}) i srednjoj temperaturi ulja u sistemu (t_u). U poslednjoj koloni tabele je dat moment angažovan za pokretanje zupčaste pumpe izmeren na probnom stolu.

Na osnovu tri izmerene tačke (slika 4.42), zavisnost momenta koji se oduzima od kolenastog vratila motora za pokretanje uljne zupčaste pumpe od broja obrtaja bi se mogla aproksimirati linearnom jednačinom $M_{uzp} \approx 0,03625 \cdot n + 35,525$, gde je n broj obrtaja motora. Linearni karakter ove zavisnosti je potvrđen tokom kasnijih merenja, kada je nizom intervencija na sistemu za podmazivanje angažovani moment za pokretanje zupčaste pumpe smanjen za prosečnih 20%, pa su se sa ograničenjima koja je diktirao elekto-hidraulički pogon mogli simulirati i viši brzinski režimi rada sistema. Ovo smanjenje M_{uzp} za prosečnih 20% nije uzeto u obzir pri prethodno izloženoj analizi, već predstavlja potencijalno buduće rešenje čija eksperimentalna provera na samom motoru tek treba da usledi.

4.6.4 Momenti koji se generišu pri radu centrifugalne pumpe rashladne tečnosti motora i centrifugalne pumpe rashladne tečnosti međuhladnjaka vazduha

Moment koji se angažuje za pokretanje centrifugalne pumpe rashladne tečnosti motora je određen direktnim merenjem protoka (Q_{cp}) i napora pumpe (Δp_{cp}) na motoru, za različite brojeve obrtaja (n). Proizvod ovih parametara daje teoretsku potrebnu snagu (P_{teor}) za pokretanje pumpe, u koju nisu uključeni mehanički i zapreminski gubici, odnosno ukupni gubici:

$$P_{teor} = Q_{cp} \cdot \Delta p_{cp} \quad (4.43)$$

Napor pumpe je određen na osnovu izmerenih pritisaka rashladne tečnosti na ulazu (p_{ul}) i izlazu (p_{izl}) iz centrifugalne pumpe:

$$\Delta p_{cp} = p_{izl} - p_{ul} \quad (4.44)$$

Uzimajući u obzir srednji stepen korisnosti pumpe (η_u) koji je propisao proizvođač, realna snaga potrebna za pokretanje centrifugalne pumpe glavnog rashladnog sistema se može dobiti iz jednačine:

$$P_{cp} = \frac{P_{teor}}{\eta_u} \quad (4.45)$$

Na osnovu međusobne zavisnosti snage, momenta i srednje ugaone brzine, moment koji se od kolenastog vratila oduzima za pokretanje centrifugalne pumpe se može odrediti po jednačini:

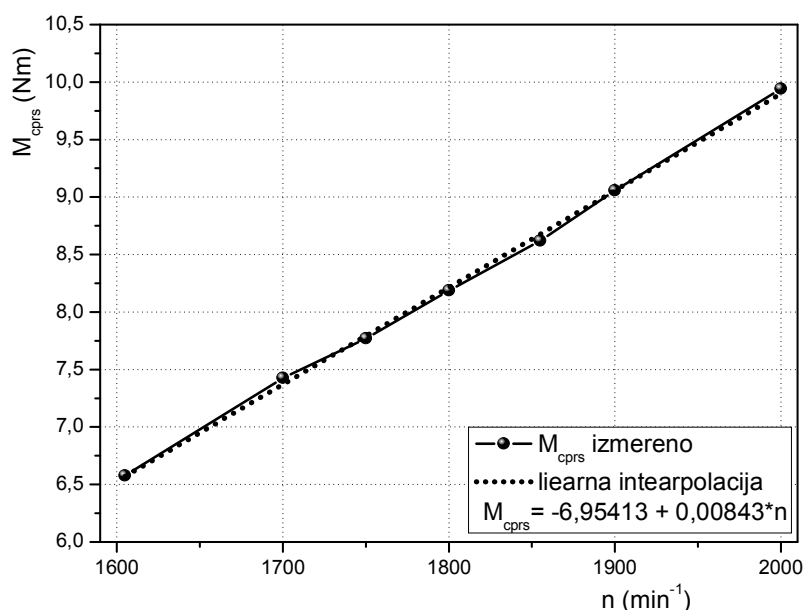
$$M_{cp} = \frac{P_{cp}}{\omega} = \frac{P_{cp} \cdot 30}{n \cdot \pi} \quad (4.46)$$

Tabela 4.5 – Podaci ispitivanja koje se odnosi na rashladni sistem motora

R. br.	n (min^{-1})	Q_{cp} (dm^3/min)	Δp_{cp} (bar)	η_u (-)	M_{cp} (Nm)	P_{cp} (W)
1.	1605	400	1,127	0,68	6,58	1104,85
2.	1700	421	1,280		7,42	1321,11
3.	1750	431	1,347		7,77	1422,94
4.	1800	443	1,420		8,19	1542,21
5.	1855	455	1,500		8,62	1673,22
6.	1900	465	1,580		9,06	1801,19
7.	2000	486	1,747		9,94	2081,12

Podaci sa izmerenim vrednostima protoka i napora pumpe pri različitim brojevima obrtaja, kao i podaci o procenjenom momentu i snazi koje se pri radu pumpe oduzimaju od kolenastog vratila su prikazani u tabeli 4.5.

Grafički prikaz dobijenih rezultata je prikazan na slici 4.43. Zavisnost angažovani moment–broj obrtaja ima tipičan linearan karakter, pa nije teško odrediti jednačinu aproksimirajuće prave.



Slika 4.43 – Moment angažovan za pokretanje pumpe glavnog rashladnog sistema motora

Na ispitivanom motoru, vazduh sabijen u turbokompresorima se hladi pomoću međuhladnjaka u kome cirkuliše rashladna tečnost zasebnog rashladnog sistema. Cirkulaciju rashladne tečnosti je obezbeđena preko centrifugalne pumpe koja je po gabaritima i dimenzijama kola slična pumpi osnovnog rashladnog sistema. Direktna merenja napora pumpe sistema za hlađenja sabijenog vazduha nisu vršena, ali je na osnovu odnosa protoka procenjeno da moment angažovan za pokretanje pumpe sistema za hlađenje sabijenog vazduha iznosi oko 16% momenta koji se utroši za pokretanje glavne centrifugalne pumpe rashladnog sistema.

4.7 Moment na kočnici

Zavisnost efektivne snage, sile izmerene na kraku kočnice SCHENK i broja obrtaja je data relacijom:

$$P_e [\text{kW}] = \frac{F[\text{dN}] \cdot n[\text{min}^{-1}]}{1000} \quad (4.47)$$

Efektivni obrtni moment se izračunava na sledeći način:

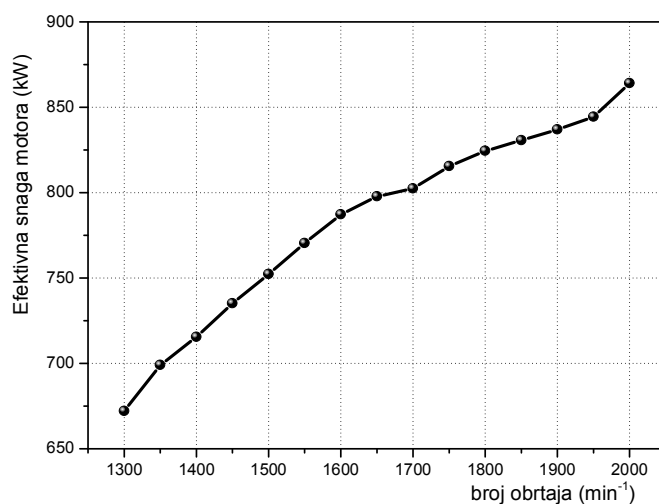
$$M_e [N \cdot m] = \overline{M}_{\text{koc}} = \frac{P_e [\text{kW}] \cdot 1000}{\omega [\text{rad}^{-1}]} = \frac{F[\text{dN}] \cdot n[\text{min}^{-1}] \cdot 1000}{\frac{n[\text{min}^{-1}] \cdot \pi}{30}} = \frac{30 \cdot F[\text{dN}]}{\pi} \quad (4.48)$$

Podaci o srednjim vrednostima izmerene sile na kočnici, efektivne snage i efektivnog obrtnog momenta tokom ispitivanja motora su dati u tabeli 4.6. Grafički prikaz zavisnosti efektivne snage i efektivnog obrtnog momenta od broja obrtaja je dat na slikama 4.44 i 4.45. Moment na kočnici je smatran konstantnim, što nije sasvim korektno. O potencijalnim posledicama ove grubo usvojene pretpostavke na rezultate matematičkog modeliranja više reči će biti u tački 8.2.

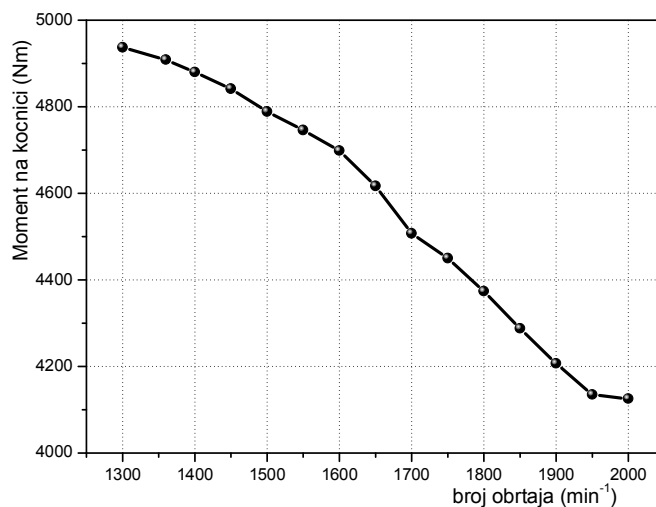
4. Momenti u dinamičko-oscilatornom sistemu

Tabela 4.6 – Sila na kočnici, efektivna snaga i efektivni obrtni moment

$n[\text{min}^{-1}]$	$F[\text{dN}]$	$P_e[\text{kW}]$	$M_e[\text{N} \cdot \text{m}] = \overline{M}_{koc}$
1300	517	672,100	4936,986
1350	514	699,040	4908,338
1400	511	715,400	4879,691
1450	507	735,150	4841,493
1500	501,5	752,250	4788,972
1550	497	770,350	4746,000
1600	492	787,200	4698,254
1650	483,5	797,775	4617,085
1700	472	802,400	4507,268
1750	466	815,500	4449,972
1800	458	824,400	4373,578
1850	449	830,650	4287,634
1900	440,5	836,950	4206,465
1950	433	844,350	4134,845
2000	432	864,000	4125,296

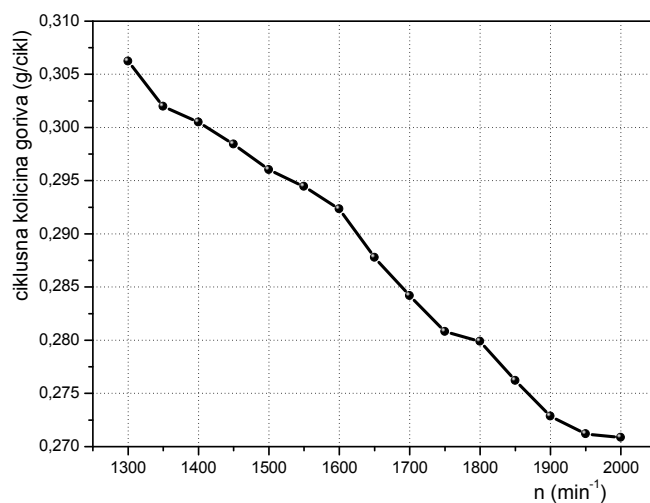


Slika 4.44 – Brzinska karakteristika efektivne snage motora



Slika 4.45 – Brzinska karakteristika efektivnog obrtnog moment motora

Da je postojalo manje ili veće odstupanje režima na kom je motor ispitivan od spoljne brzinske karakteristike najbolje svedoči kriva ciklusne količine utrošenog goriva koja nema gladak tok (slika 4.46).



Slika 4.46 – Zavisnost ciklusne količine goriva od broja obrtaja tokom ispitivanja

5. Prigušenja torzionih oscilacija

Prigušenja po svom delovanju dovode do toga da se kod slobodnih oscilacija amplituda smanjuje sve do konačnog smirivanja, dok kod harmonijski pobuđenih sistema, oscilacije u rezonantnim područjima imaju konačnu amplitudu. Ako se posmatra prigušenje pojedinih elemenata motornog mehanizma, jasno se mogu razlučiti dve vrste prigušenja, i to:

- 1) Unutrašnje (relativno) prigušenje:
 - usled prigušenja u materijalu, tj. svi procesi koji se odvijaju u unutrašnjosti materijala, a doprinose prigušenju kod mašinskih elemenata;
 - prigušenje usled dodira tj. prigušenje na mestima spajanja, kao što su vijčane veze, veze zakovicama, spojnice, itd.
- 2) Spoljašnje (apsolutno) prigušenje pod kojim se podrazumeva prigušenje putem okolnog ili prisutnog medija; npr. voda kod propelera broda, trenje u ležištima vratila, prigušenje u viskoelastičnom materijalu oslonca sistema i dr. Trenje u ležištima vratila nije jedini, pa čak ni najdominantniji izvor trenja u motoru, pa će u okviru ove tačke biti analizirana svaka od važnijih komponenti trenja ponaosob.

Elastični histerezis u materijalu (tj. unutrašnje prigušenje) se javlja kao značajno prigušenje amplituda torzionih oscilacija kod motora velikih dimenzija. Kod vozilskih motora, zbog malih dimenzija njihovih kolenastih vratila, uticaj prigušenja usled momenata elastičnog histerezisa, u odnosu na druge momente suprostavljanja, je mnogo manji. Prema nekim podacima iz literature [6], za ovu kategoriju motora strukturna prigušenja se kreću između 5 i 15% u odnosu na ukupno prigušenje.

Što se tiče trenja (tj. spoljašnjeg prigušenja), pokazalo se da sile i momenti suvog trenja, trenja kotrljanja i trenja klizanja, ne utiču bitno na prigušivanje torzionih oscilacija. S druge strane, momenti trenja koji spadaju u kategoriju viskoznog prigušenja, kao funkcije viskoznosti ulja za podmazivanje i brzine obrtanja vratila, dominantno utiču na prigušenje torzionih oscilacija.

Eksperimentalno utvrđivanje faktora koji utiču na prigušivanje torzionih oscilacija kolenastog vratila vozilskih motora, vrši se metodom isključivanja. Ova metoda se sastoji u merenju torzionih oscilacija kolenastog vratila prilikom isključivanja pojedinih elemenata iz torzionog sistema. Metoda je praktično primenjivana na više različitih vozilskih motora, pri čemu su sukcesivno isključivani klipni prstenovi, celi klipovi i ležajevi letećih i oslonačkih rukavaca [6]. Postoje podaci koji pokazuju da je uticaj trenja klipa na prigušenje torzionih oscilacija jako mali (ispod 1%), iako je ovo najdominantniji izvor trenja u motoru (tačka 5.2.6). Uticaj trenja u letećim ležajevima kolenastog vratila na prigušenje torzionih oscilacija je nešto veći, ali ne preko 3% u odnosu na ukupno prigušenje [6]. Ustanovljeno je da prigušenje u oslonačkim ležištima kolenastog vratila predstavlja dominantno prigušenje torzionih oscilacija kolenastog vratila. Prigušenje u oslonačkim ležištima kolenastog vratila prvenstveno nastaje usled pumpanja, odnosno istiskivanja uljnog filma na ležištima. Pokazalo se da ovo prigušenje linearno zavisi od brzine obrtanja i opterećenja [23]. Time je eksperimentalno potvrđen opšte prihvaćeni pristup po kome se usvaja da momenti prigušenja predpostavljeni u obliku viskoznog trenja (tj. proporcionalni prvom stepenu brzine obrtanja), ulaze u matematičke modele dinamičkog ponašanja kolenastog vratila, odnosno celog oscilatornog sistema. Ne bi se moglo reći da je ovakav pristup sasvim

korektan, pošto bi mnogo tačnije bilo kada bi se uzela u obzir stvarna fizička priroda prigušenja torzionog oscilovanja i uvela pretpostavka da ona zavise od brzine torzionog oscilovanja (tačka 5.3). Kako pretpostavka o viskoznom karakteru prigušenja daje zadovoljavajuće rezultate proračuna, iz praktičnih razloga se uglavnom, za spoljašnje prigušenje usvaja da je viskozno tipa, tj. da je proporcionalno ugaonoj brzini obrtanja vratila.

Neravnomernost radnih ciklusa po cilindrima, kao i promenljiv tok momenta inercije, takođe spadaju u faktore koji utiču na slabljenje torzionih oscilacija u sistemu. Ovim faktorima se remeti uniformnost uzajamnog odnosa pobudnih momenata i torzionih oscilacija izazvanim njima, što u krajnjem rezultatu utiče na smanjenje amplituda prinudnog, torzionog, oscilovanja. S tog aspekta, izražena neravnomernost radnih procesa motora bi se mogla svrstati u red povoljnih faktora koji utiču na smanjenje opšteg nivoa torzionih oscilacija u sistemu.

5.1 Tradicionalni pristup određivanja ukupnog prigušenja

Postoji vrlo mali broj pouzdanih informacija (radova) koji tretiraju prigušenja. Najčešće se u literaturi susreće koeficijent prigušenja (ν_e) koji predstavlja ukupno (unutrašnje i spoljašnje) prigušenje [3, 6], ili se jednostavno pominje samo koeficijent prigušenja (ν) koji podrazumjeva spoljašnje prigušenje, a unutrašnje prigušenje se i ne pominje. Unutrašnje prigušenje (sa koeficijentom prigušenja ε) se uglavnom zanemaruje, izuzev slučajeva velikog unutrašnjeg prigušenja (prigušivač torzionih oscilacija). Kao primer uobičajenih načina određivanja koeficijentata prigušenja motora ν , susreću se u literaturi dva osnovna pravca [5]:

- 1) Prvi način je zastupljen u istočnoj školi (bivšem Sovjetskom savezu) izučavanja prigušenja i on predlaže sledeće tzv. redukovane koeficijente prigušenja:
 - za oto motore $\xi = (2 \div 4) \cdot 10^4 \text{Ns}/(\text{rad} \cdot \text{m}^3)$
 - za dizel-motore kod automobila $\xi = (4 \div 5) \cdot 10^4 \text{Ns}/(\text{rad} \cdot \text{m}^3)$
 - za dizel-motore teretnih vozila $\xi = (5 \div 7) \cdot 10^4 \text{Ns}/(\text{rad} \cdot \text{m}^3)$

odakle se može odrediti ukupni koeficijent prigušenja:

$$\nu = \xi \cdot \frac{D_k^2 \cdot \pi}{4} \cdot R^2 \quad (5.1)$$

gde je D_k prečnik klipa, R poluprečnik kolena kolenastog vratila.

Ovako izračunat koeficijent prigušenja sadrži u sebi i unutrašnje i spoljne prigušenje.

- 2) Drugi način je zastupljen u zapadnoj školi izučavanja prigušenja:

$$\nu = \frac{1}{4} \cdot q \cdot s^2 \cdot \frac{D_k^2 \cdot \pi}{4} \quad (5.2)$$

gde je D_k prečnik klipa, s hod klipa, a q konstanta. Za vrednost konstante q se preporučuje:

- $q = 10^5 \frac{\text{Ns}}{\text{rad} \cdot \text{m}^3}$ za motore sa prigušivačem torzionih oscilacija,
- $q = 1,5 \cdot 10^5 \frac{\text{Ns}}{\text{rad} \cdot \text{m}^3}$ za motore bez prigušivača torzionih oscilacija,

Pored ovih, mogu se naći i sledeće preporuke [4]:

- koeficijent spoljašnjeg prigušenja $0,7 \div 1,3 \text{Nms}/\text{rad}$ za monocilindrične dizel-motore,

- koeficijent spoljašnjeg prigušenja 600 Nms/rad za sporohode brodske dizel-motore,
- redukovani koeficijent prigušenja $\xi = (1,45 \div 1,75) \cdot 10^5 \text{ Ns/(rad} \cdot \text{m}^3)$ za srednje brzohode vozilske dizel motore, itd.

Napred preporučeni koeficijenti prigušenja (ν), odnosno redukovani koeficijent prigušenja (ξ i q) upućuju na dva zaključka:

- 1) Postoji značajno rasipanje podataka za koeficijente prigušenja kod različitih literaturnih izvora, što ukazuje da bi bilo najpravičnije da se za konkretan motor ovi koeficijenti odrede eksperimentalno. Različite vrednosti konstante q za jedan te isti motor, sa i bez prigušivača torzionih oscilacija, ukazuju da je daleko pravilniji pristup odvojenog posmatranje prigušenja preko tzv. spoljašnjeg i unutrašnjeg.
- 2) Najtačniji put za eksperimentalno određivanje koeficijenata prigušenja bi bio posredni put preko merenja amplituda oscilovanja i računskog podešavanja [69].

5.2 Trenje u motoru

Mehanički gubici u motoru SUS se računaju kao razlika energije dobijene sagorevanjem goriva u cilindru motora i raspoložive energije koja se predaje potrošaču. Ova razlika energija se koristi da se savlada trenje između pokretnih dijelova motora kao i za pokretanje pomoćnih agregata neophodnih za normalan rad motora (sistem za napajanje gorivom, za podmazivanje, hlađenje, razvodni mehanizam itd.). Srednji mehanički gubici za jedan ciklus se mogu dobiti eksperimentalno kada se od konstantne vrijednosti momenata gasnih sila oduzme moment opterećenja koje se predaje kočnici.

Trenje u motoru SUS je kompleksan problem i direktna je posljedica ostvarenog načina podmazivanja. Modeliranje trenja je važan zadatak iz najmane dva razloga. Prvi razlog je razvoj konstrukcije delova s ciljem minimiziranja gubitaka uzrokovanih trenjem. Drugi razlog je razvoj prihvatljivog modela trenja koji se može koristiti za dalje unapređenje matematičkih modela koji uključuju trenje u motoru.

Drugačiji pristup problemu trenja je takozvani $P - \omega$ metod koji se još naziva Rezeke-Heneinov (Rezeke-Henein) metod.

Posmatrano sa stanovišta konstruisanja pokretnih dijelova motora, model trenja treba da bude detaljan, da uključi sve konstruktivne parametre i da razmotri sve fizičke fenomene koji utiču na trenje. Suprotno, za korištenje modela trenja u svrhu simulacije rada motora, model treba da bude što jednostavniji uz obezbeđenje odgovarajuće tačnosti rezultata proračuna.

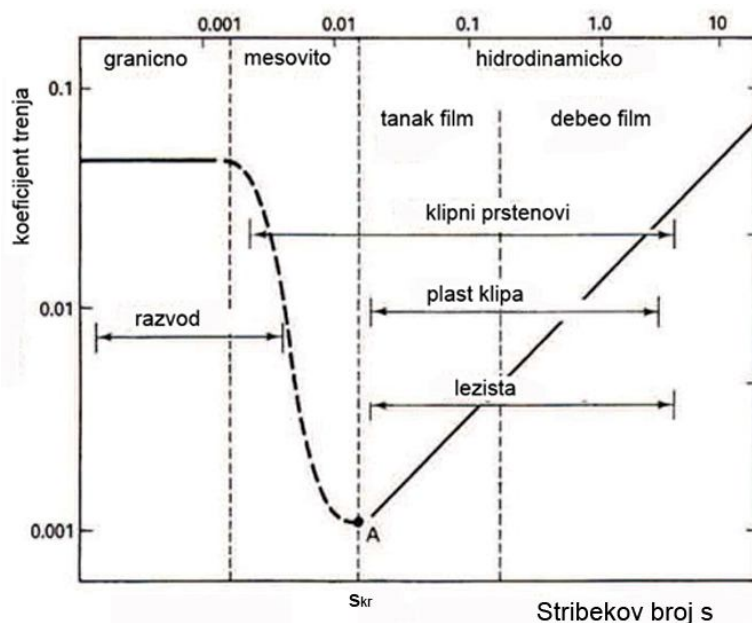
Razvijeno je nekoliko pojednostavljenih modela trenja koji se primjenjuju za simulaciju rada motora [29]. U referenci [29] je posebna pažnja posvećena inače često korišćenoj Rezeke-Heneinovoj metodi koju je dalje usavršavao Tućilo (Tuccillo), s ciljem da se dobije model na osnovu kojeg se može proceniti trenje pri nestacionarnim uslovima rada motora.

Za proračun momenata trenja, u funkciji ugla kolenastog vratila, vrlo često se koristi i model koji je predložio Taraza (Taraza) sa grupom saradnika [32], a koji opisuju promenljiv profil obrtnog momenta trenja tokom svakog ciklusa. U ovom modelu ukupan iznos trenja je podeljen na četiri celine, odnosno na:

- klipnu grupu (uključujući i doprinos klipnih prstenova i doprinos plašta klipa),

5. Prigušenja torzionih oscilacija

- ležajeve,
- sistem ventilskeg razvoda, i
- pomoćne uređaje.



Slika 5.1 – Stribekov dijagram [28]

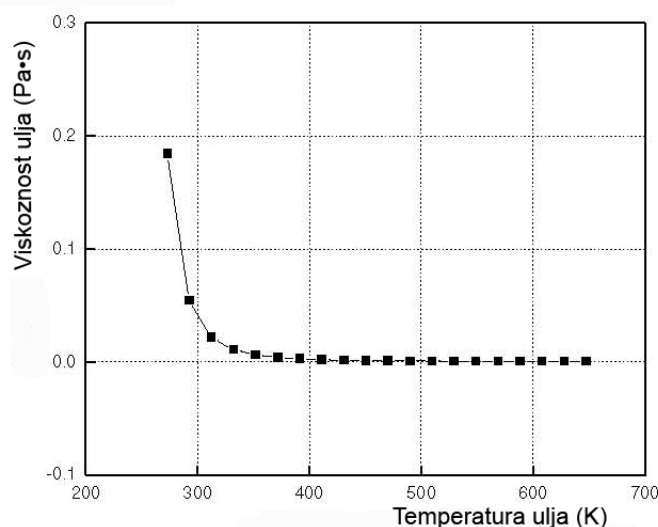
Ovim celinama se mora pridodati i trenje koje se javlja u kontaktu prstenaste zaptivke i rukavaca kolenastog i bregastog vratila, pri čemu ovde dinamički karakter ne postoji.

Svi ovi podmodeli, iako trenje analiziraju po komponentama gde se pojavljuje, zahtevaju adekvatno podešavanje parametara pre nego što se model upotrebi za simulaciju gubitaka na trenje.

U sklopu ovog rada nije vršeno modeliranje trenja, ali će suština modela datog u [32], a zatim još više pojednostavljenog u [19-21], biti izložena u nastavku kako bi se stakla realnija slika o kompleksnosti ovog problema.

Važan aspekt teorije trenja je režim podmazivanja, koji, kao što je prikazano na slici 5.1, mogu biti hidrodinamički, mešoviti ili granični. Dijagram prikazan na slici 5.1 se naziva Stribekov dijagram i neizbežan je pratilac svih ozbiljnijih proračuna trenja u motoru [19-21, 28-31], i trenja uopšte. Kod hidrodinamičkog trenja površine su odvojene tečnim filmom, što dovodi do minimalnog habanja. Tačka A na Stribekovoj krivoj (slika 5.1) predstavlja mesto razdvajanja mešovitog i hidrodinamičkog načina podmazivanja. Vrednost parametra s u tački A predstavlja „kritičnu vrednost parametra s “ i označava se sa s_{kr} . Kako se povećava pritisak ili se smanjuje brzina, uljni film se istanjuje do tačke gde se njegova debljina može porediti sa površinskom hrapavošću. Ovo je mešoviti režim podmazivanja. Sa daljim povećanjem opterećenja ili smanjenjem brzine, postižu se uslovi podmazivanja koji se često nazivaju „režimi graničnog sloja“.

Koji će od nabrojanih režima podmazivanja biti aktuelan za konkretan tribološki sistem zavisi od geometrijskih parametara i vrste trenja (trenje klizanja, trenje kotrljanja, suvo trenje). Pri tome, uticaj uslova okoline (temperature i pritiska) na dinamičku viskoznost maziva, a samim tim i na tribološke karakteristike tj. koeficijent trenja, ima značajnu ulogu.



Slika 5.2 – Uticaj temperature na dinamičku viskoznost motornog ulja 5W-30 [29]

Zavisnost dinamičke viskoznost ulja za podmazivanje (μ_{ulja}) od temperature se može aproksimirati Fogelovom (Vogel) jednačinom:

$$\mu_{ulja} = C_{ulja} \cdot e^{\left(\frac{\theta_1}{T_{ulja} + \theta_2}\right)} \quad (5.3)$$

gde su C_{ulja} , θ_1 i θ_2 konstante koje se mogu odrediti za sve vrste ulja, a T_{ulja} je srednja temperatura ulja u stepenima Celzijusa, tokom jednog radnog ciklusa motora. Povećanje temperature ulja je generalno poželjno do granica koje propisuje proizvođač motora, jer se time smanjuje viskoznost uljnog filma, čime se smanjuje trenje. Međutim, neki istraživači su primetili da se time povećava habanje sklopa klipni prstenovi–cilindarska košuljica [29].

Na temperaturi ulja od 20° C, dinamička viskoznost motornih ulja je za ~ 50% veća nego u uslovima potpuno zagrejanog ulja (90° C). Sa hladnim uljem Stribekov parametar s na Stribekovoj krivoj je dosta visok i postoji veća verovatnoća za hidrodinamičko podmazivanje nego za granično ili mešovito podmazivanje, ako se posmatra samo trenje klipne grupe. Na slici 5.2 su prikazani eksperimentalni podaci [29] koji za motorskog ulje oznake 5W-30 potvrđuju eksponencijalni pad dinamičke viskoznosti sa porastom temperature, kako je i definisano jednačinom (5.4). Treba obratiti pažnju da je temperatura ulja na dijagramu sa slike 5.2 izražena u Kelvinima, a ne u stepenima Celzijusa.

Uticaj pritiska na promenu dinamičke viskoznosti ulja za podmazivanje je sasvim suprotan od uticaja temperature. On se može uzeti u obzir jednostavnom Barusovom (Barus) eksponencijalnom funkcijom:

$$\mu_{ulja} = \mu_0 \cdot e^{a \cdot p} \quad (5.4)$$

U jednačini (5.4) μ_0 je vrednost dinamičke viskoznost pri atmosferskom pritisku. Koeficijent a (piezoviskozni koeficijent) izračunava se pomoću empirijskih jednačina. Uticaj pritiska na dinamičku viskoznost je mnogo manji nego što je uticaj temperature, pa se pritisak vrlo retko uzima u obzir. Izuzetak predstavljaju kontakti koji podležu teoriji elastohidrodinamičkog podmazivanja (npr. breg–podizač ventila), gde povišen pritisak ima ključnu ulogu u smanjenju koeficijenta trenja.

5.2.1 Trenje u klipnoj grupi

Za veći deo hoda klipa, pretpostavlja se hidrodinamičko podmazivanje. Postoje pretpostavke da se u uskoj zoni oko SMT tokom sagorevanja dešava i kratkotrajni metalni kontakt između klipnog sklopa i cilindra. Parametar s , tj. Stribekov broj, kod tipičnog Stribekovog dijagrama (slika 5.1) je za tribološki sistem klipni prsten–cilindar (cilindarska košuljica), definisan kao:

$$s = \frac{\mu_{ulja} \cdot v_k}{F_{prst} / l_{prst}} \quad (5.5)$$

Oznake parametara koji figurišu u jednačini (5.5) i jednačinama koje slede su prilagođene usvojenom sistemu označavanja (Nomenklaturi) u ovom radu. Sa l_{prst} je označena aktivna dužinu profila prstena, v_k je trenutna brzina klipa, a F_{prst} je normalna sila koja deluje na profil prstena, kao zbir diametralnog elastičnog napona prstena i trenutne normalne sile od pritiska gasa unutar cilindra.

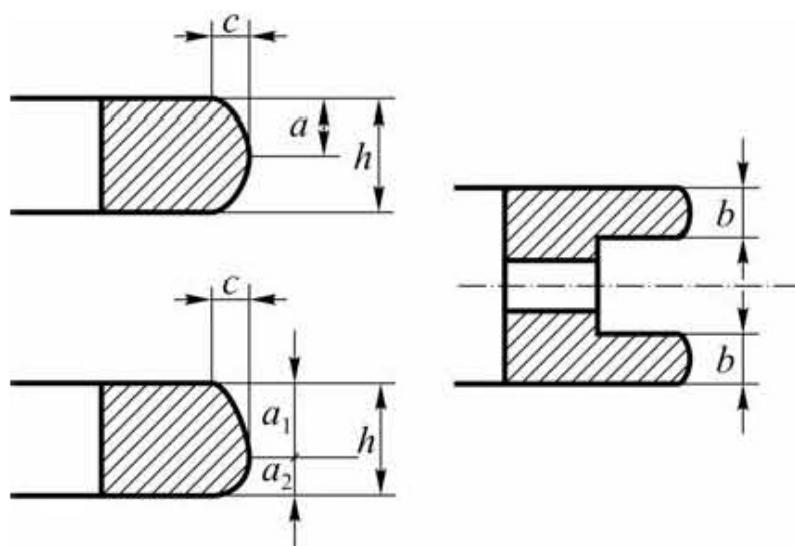
Za hidrodinamičko podmazivanje ($s > s_{kr}$) i mešovito podmazivanje ($s < s_{kr}$) koeficijent trenja u kontaktu klipni prstenovi–cilindarska košuljica, se može aproksimirati jednačinama [32]:

$$s > s_{kr} \rightarrow k_{prst} = C \cdot s^m \quad (5.6)$$

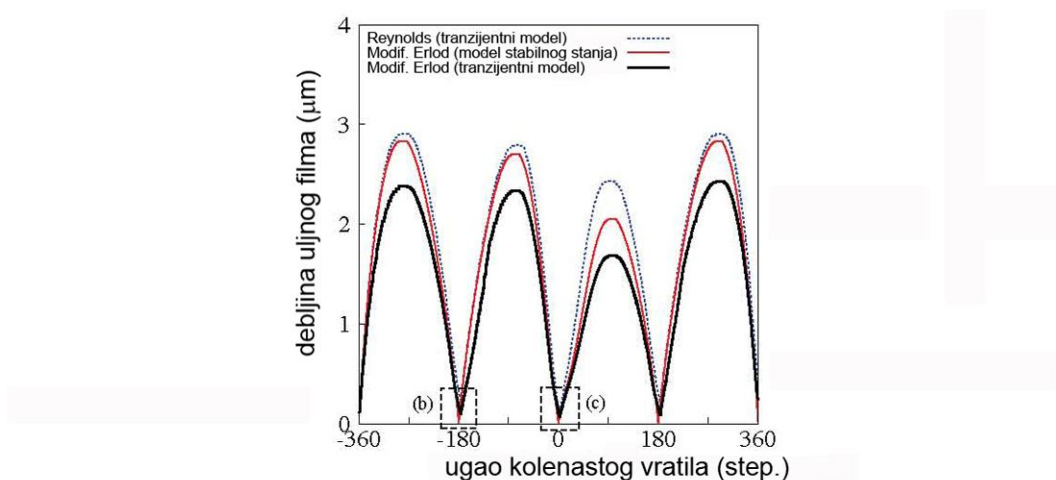
$$s < s_{kr} \rightarrow k_{prst} = k_0 \cdot \left(1 - \frac{s}{s_{kr}}\right) + k_0 \cdot \frac{s}{s_{kr}} \quad (5.7)$$

Ako su i klipni prstenovi i cilindarska košuljica izrađeni od livenog gvožđa, može se uzeti $k_0 = 0,28$, a $s_{kr} = 10^{-5}$, pri čemu važi da je $k_{kr} = C \cdot s_{kr}^m$. Konstante C i m su funkcije oblika klipnih prstenova.

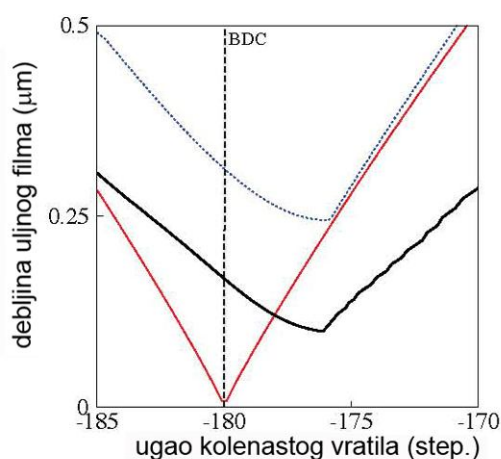
Što se tiče samog oblika klipnih prstenova, pokazalo se da oblik završetka klipnih prstenova značajno utiče na trenje, dok je uticaj debljine klipnih prstenova zanemariv. Oblik završetka klipnih prstenova se uzima u obzir preko parametra oblika c/a , što predstavlja odnos dubine profila klipnog prstena prema visini (slika 5.3).



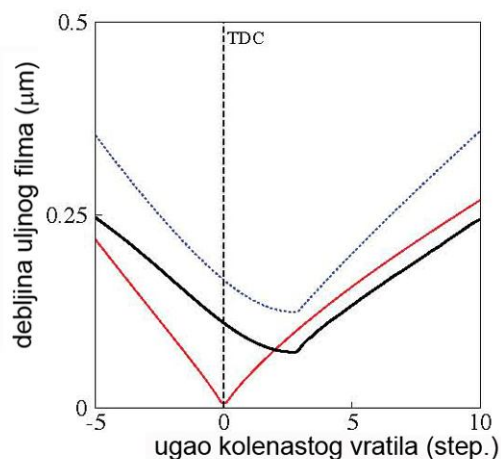
Slika 5.3 – Različiti profili završetka klipnih prstenova [4]



a - Film ulja tokom jednog ciklusa motora



b - Film ulja u okolini SMT u radnom taktu



c - Film ulja u okolini UMT u taktu usisavanja

Slika 5.4 – Poređenje rešenja tri matematička modela za određivanje minimalne debljina maziva prvog klipnog prstena [30]

Parametar oblika klipnih prstenova c/a može da varira od 0,03 do 0,15, sa optimalnom vrijednošću od 0,06. Za praktičnu primjenu pri odnosu $c/a = 0,03 \div 0,2$ u referenci [4] su navedeni literaturni izvori prema kojima se mogu uzeti sledeće vrednosti navedenih koeficijenta:

$$C = 1,9 \div 2,5 \quad (5.8)$$

$$m = 0,425 \div 0,525 \quad (59)$$

Za svaki klipni prsten odgovarajuća sila trenja se može proceniti na osnovu izraza:

$$F_{trprst} = k_{prst} \cdot F_{prst} \quad (5.10)$$

Debljina uljnog filma između klipnih prstenova i košuljice cilindra se može dobiti iz jednačine:

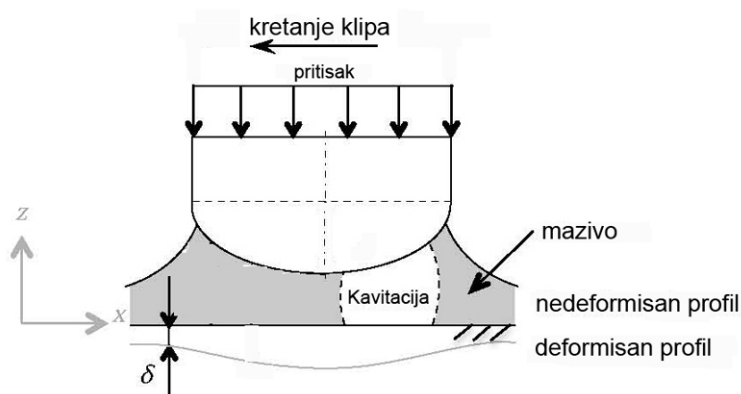
$$h_{ulja} \cong h \cdot s \quad (5.11)$$

sa Stribekovim parametrom s dobijenim iz jednačine (5.3) i poznatom visinom klipnih prstenova h (slika 5.3).

Znak „približno“ (\cong) u jednačini (5.11) se koristi zbog mrtvih tačaka, gde je brzina klipa, a stoga bi trebalo i parametar s , jednak nuli. Međutim, postoje i razmatranja prema kojima debljina uljnog filma h_{ulja} u ovom slučaju, ipak nije jednaka nuli zbog efekta istiskivanja („squeeze“) ulja za podmazivanja [19,20, 30].

Ta teoretska razmatranja govore da se podmazivanje po režimu graničnog sloja, kod motora sa unutrašnjim sagorevanjem, dešava između klipnih prstenova i cilindra (cilindarske košuljice), i to oko mrtvih tačaka, kao i pri režimima startovanja i isključivanja motora. Problemu ispitivanja oblasti gde je film maziva veoma tanak se poslednjih godina posvećuje sve veća pažnja [19, 20, 29-32]. Na slici 5.4 a te oblasti su označene kvadratićima, dok su na slikama 5.4 b i c te oblasti prikazane uvećane. Uvećane oblasti odgovaraju oblastima oko SMT u procesu sagorevanja i UMT u taktu usisavanja. I u jednom i u drugom slučaju brzina klipa je veoma mala, a prisustvo filma maziva je jedini mehanizam zaštite od habanja. Dok modifikovani Erlondov (Erlond) model za stacionarna stanja decidno predviđa kompletan kolaps filma maziva tokom promene pravca kretanja klipa, Rejnoldsov (Reynolds) i modifikovani i Erlondov model koji uzimaju u obzir prelazne (tranzijentne) pojave, predviđaju malo kašnjenje između trenutka kada klip menja pravac kretanja i trenutka kada se postiže minimalna debljina filma [30] (slika 5.4). Oba algoritma koja uzimaju u obzir prelazne pojave predviđaju tanji sloj filma maziva u okolini SMT tokom sagorevanja, nego u okolini UMT tokom takta usisavanja. Fizičko objašnjenje ove pojave je da viši nivo opterećenja u okolini SMT, tokom procesa sagorevanja, dovodi do većih kontaktnih pritisaka, pa je stoga i kavitacija u oblastima klipnih prstenova manja [30].

Kavitacija u uljnom filmu između klipnih prstenova i cilindarske košuljice (slika 5.5) je fenomen koji je odavno uočen, a sažeti detalji kompleksnih proučavanja su izložena u referenci [30]. Kao što se vidi sa slike 5.5, između klipnih prstenova i cilindra postoje zone u uljnom filmu u kojima se javlja kavitacija. Na slici 5.5 se prvi put pominju pojmovi „nedeformisan profil“ i „deformisan profil“, u ovom slučaju cilindarske košuljice (tj. cilindra), što s jedne strane svedoči o kompleksnosti problema koji se ovde razmatra, a s druge strane treba da posluži da se stekne jasnija slika o tome kakvim detaljima se posvećuje pažnja istraživača koji u se posledne vreme zanimaju ovim problemom.



Slika 5.5 – Spoj klipnog prstena i cilindarske košuljice [30]

Za većinu maziva, viskoznost i „pritisak kavitacije“ zavise od temperature maziva. Dakle, ovi parametri će varirati kako se klip kreće između SMT i UMT. Detaljnija ispitivanja ove zavisnosti bi zahtevala komplikovan matematički modeli koji bi uzimao

u obzir prelaz toplote, a samim tim i promenu triboloških parametara maziva. Klasične formulacije Rejnoldsovih jednačina nisu primenljive za opisivanje pritisaka u kontaktu koji se javlja između cilindra i klipnih prstenova. Ispostavilo se da je rešenje za ovaj problem korišćenje Rejnoldsovih jednačina sa novim setom graničnih, prelaznih (tranzijentnih) uslova. Ovim je kontakt klipni prsten–cilindar podeljen u dve odvojene oblasti: oblast ispunjenu mazivom i oblast sa kavitacijom. U oblasti ispunjenu mazivom Rejnoldsove jednačina dobro opisuju problem. Međutim, to nije slučaj i za zonu kavitacije, gde se film maziva razbija. Elrod je predložio poboljšani algoritam kojim se jednostavnije predviđaju granice između zone ispunjene mazivom i zone kavitacija, uvođenjem bezdimenzionog parametara θ , koji predstavlja odnos gustina maziva u zoni ispunjenoj mazivom ($\theta \geq 1$) i delimičnog prisustva maziva u zoni kavitacije ($0 < \theta < 1$) [29]. Pored toga što je modifikovao Rejnoldsov model, Elrod je na osnovu njega razvio i sopstvene modele od kojih prvi ne uzima u obzir pojavu kavitacije u filmu maziva (model „stacionarnog stanja“) i drugi model koji uzima u obzir tu pojavu („tranzijentni model“). Rezultati proračuna na osnovu tih modela su već prikazani na slici 5.4.

Za plašt klipa vršena su slična razmatranja, imajući u vidu da je ovde uvek prisutno hidrodinamičko podmazivanje. Odgovarajući koeficijent trenja je [19]:

$$k_{plast} = C_{plast} \cdot \sqrt{\frac{\mu_{ulja} \cdot |v_k|}{N/l_{plast}}} \quad (5.12)$$

Odgovarajuća sila trenja se može proceniti na osnovu izraza:

$$F_{trplast} = k_{plast} \cdot N \quad (5.13)$$

gde je l_{plast} dužina plašta klipa, a N normalna sila.

Ukupni moment gubitaka na trenje se računa na isti način kao i moment gasnih sila:

$$M_{trklip} = (F_{trprst} + F_{trplast}) \cdot \frac{v_k}{\omega} \quad (5.14)$$

5.2.2 Trenje u ležištima

Trenje u ležištima je uglavnom hidrodinamičko sa deformacijama kućišta ležišta, u čemu važnu ulogu ima promenljivo opterećenje. Sila trenja u ležištima se izračunava iz sledeće jednačine:

$$F_{trlez} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \mu_{ulja} \cdot R_{lez}^2 \cdot \omega \cdot l_{lez}}{c_{lez} \cdot \sqrt{1-a^2}} + \frac{e_{lez} \cdot B}{2 \cdot R_{lez}} \cdot \sin \alpha \quad (5.15)$$

gde je R_{lez} radijus ležišta, e_{lez} je ekscentricitet ležaja, c_{lez} je radijalni klirens, l_{lez} je dužina ležišta, $a = e_{lez}/c_{lez}$ je faktor ekscentričnosti, B je opterećenje ležišta, dok je α tekući ugao obrtanja kolenastog vratila. Opterećenje ležišta je neophodno izračunati za svako ležište u motoru (oslončkih rukavaca, letećih rukavaca, malih pesnica klipnjača, velikih pesnica klipnjača, bregastih vratila pumpe visokog pritiska, razvoda itd.), posle analize i redukcije sila koje deluju na svako od tih ležišta, što nije nimalo lak zadatak.

Za ležišta sa konstantnim opterećenjem, sila trenja se može dobiti iz teorije kratkih ležišta, prema kojoj je:

$$\frac{B/l_{lez}}{R_{lez} \cdot \omega \cdot \mu_{ulja}} \cdot \left(\frac{c_{lez}}{R_{lez}}\right)^2 \cdot \left(\frac{2 \cdot R_{lez}}{l_{lez}}\right)^2 = \frac{\pi \cdot a}{(1-a^2)^2} \cdot \sqrt{0,62^2 + 1} \quad (5.16)$$

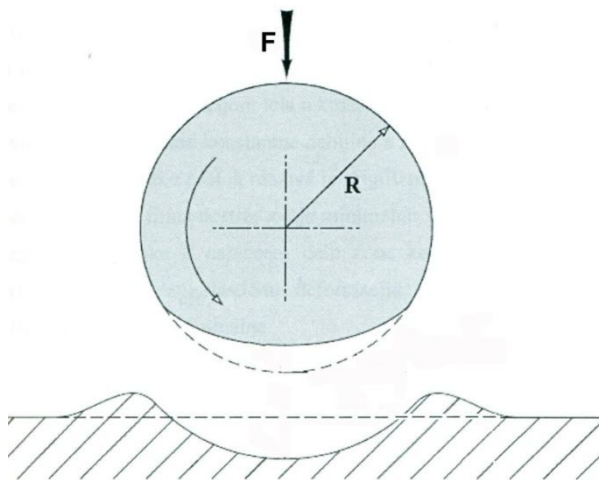
Kod oslonačkih ležišta kolenastog vratila postupak određivanja sile trenja se sprovodi iz dve faze. Prvo za ležišta velikih pesnica klipnjača, a zatim za ležišta oslonačkih rukavaca kolenastog vratila. Mora se koristiti iterativni metod pri rešavanju jednačine (5.15), koji će obezbediti vrednost faktora ekscentričnosti a koji se zahteva u jednačini (5.14).

Odgovarajući obrtni moment trenja ležišta je tada:

$$M_{trlez} = F_{trlez} \cdot R_{lez} \quad (5.17)$$

5.2.3 Trenje u ventilskom sklopu

Trenje ventilskog sklopa se najvećim delom generiše između brega bregastog vratila i podizača, i uglavnom je elastohidrodinamičkog tipa. U sistemima sa podizačem i podizačkom šipkom, trenje između brega bregastog vratila i podizača u ukupnim otporima u razvodnom mehanizmu učestvuje sa 85%, dok u sistemima sa direktnim dejstvom breg–podizač–ventil sa preko 90%. Trenje u kontaktima podizač–vođica podizača i stablo ventila–vođica ventila se može modelirati na isti način kao i kontakt između plašta klipa i cilindra, pošto su to po geometrijskim i tribološkim osobinama slični sistemi. Međutim, ako se ne radi o previše suptilnim ispitivanjima, ove dve kategorije otpora se mogu i zanemariti jer se radi o kontaktima sa malim dužinskim naleganjem, pošto ti otpori u ukupnom trenju generisanom u ventilskom sistemu učestvuju do 2%. Problem određivanja trenja u oslonačkim ležištima bregastog vratila obuhvaćen je opštim modelom datim u tački 5.2.3.



Slika 5.6 – Lokalne elastične deformacije u uslovima elastohidrodinamičkog podmazivanja [24]

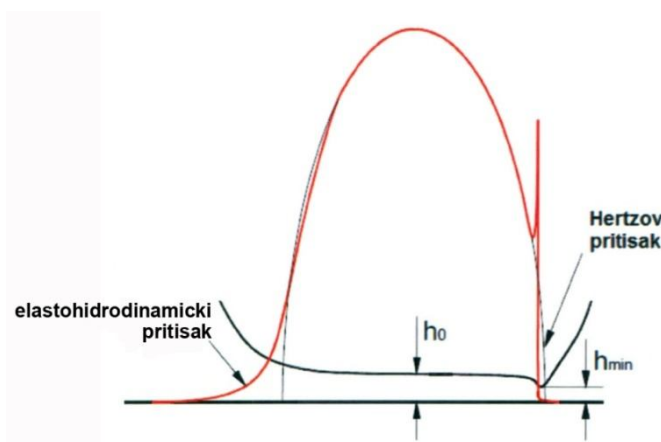
Teorija elastohidrodinamičkog podmazivanja se koristi u slučajevima kada se u tribološkom sistemu javljaju visoka lokalna opterećenja. Tipični primeri ovakvih sistema su visoko-opterećeni kotrljajni ležajevi, zupčanički parovi i sistemi koji uključuju bregove bregasta vratila. Slikovit prikaz elastičnih deformacija koje se javljaju na mestu takvih kontakta su prikazane na slici 5.6.

Ova teorija se javila kao prirodni nastavak teorije hidrodinamičkog podmazivanja, kada je uočeno da se upravo u gore navedenim, specifičnim, visoko-opterećenim kontaktima, ne javlja pojačano trenje, iako proračuni bazirani na teoriji hidrodinamičkog podmazivanja ukazuju da je debljina uljnog filma na molekularnom nivou. Dublja

istraživanja su pokazala da elastična deformacija elemenata tribološkog sistema i povećanje dinamičke viskoznosti u uslovima visokih pritisaka (reda veličine GPa), ključno utiču na smanjenje koeficijenta trenja. Debljina uljnog filma je procenjena na red veličine 1 μm , što je sasvim dovoljno za razdvajanje elemenata u kontaktu.

Detaljne metode proračuna sa ciljem da usklade raspodelu pritiska sa profilom uljnog filma i lokalnom elastičnom deformacijom tela u kontaktu, ukazuju na sledeće [24]:

- uljni film je približno konstantne debljine u zoni kontakta,
- u izlaznom preseku protok maziva je prigušen, i dolazi do lokalne kontrakcije gde debljina uljnog filma dostiže svoju minimalnu vrednost;
- raspodela pritiska u najvećem delu zone kontakta odgovara toku Hercovog (Hertz) pritiska za elastičnu deformaciju, gde su i korekcije u raspodeli Hercovog pritiska minimalne.



Slika 5.7 – Raspodela pritiska u uslovima elastohidrodinamičkog podmazivanja [24]

Tok pritiska u uslovima elastohidrodinamičkog podmazivanja i poređenje sa tokom Hercovog pritiska za elastično deformisana tela u kontaktu prikazani su, načelno, na slici 5.7. Slike 5.6 i 5.7 su preuzete iz reference [24], gde je izložen detaljniji model elastohidrodinamičkog podmazivanja, i kritički pregled dobrih i loših strana do sada razvijenih matematičkih modela koji tretiraju trenje u motoru, uopšte.

Rešenje problema elastohidrodinamičkog ili u novije vreme razvijenih teorija o termo-elastohidrodinamičkom podmazivanju, može biti izuzetno složeno u matematičkom smislu, ukoliko se koristi osnovni teorijski pristup zasnovan na rešavanju Reynoldsovih jednačina. Za inženjerske aplikacije mnogo su interesantnije aproksimativne metode koje su razvijane i znatno usavršene poslednjih godina. Pojednostavljeni izrazi za izračunavanje trenja u kontaktu breg–podizač, a za koje autori referenci [19, 20] tvrde da daje dobre rezultate, su:

$$F_{trvent} = 0,11 \cdot F_{BV} \cdot (1 - \xi^2) \quad (5.18)$$

za $\xi < 1$ (granično podmazivanje), dok je za $\xi > 1$ (elastohidrodinamičko podmazivanje):

$$F_{trvent} = \frac{2 \cdot z \cdot \mu_{ulja} \cdot l_{BV}}{h_{ulja}} \quad (5.19)$$

gde je z polovina širine Hertzove linije kontakta. Sila F_{BV} generisana između bregastog vratila i podizača se dobije iz jednačine:

$$F_{BV} = \left(F_0 + K_s \cdot \frac{l_{vent}}{2} \right) \cdot a_{kl} + m_{BV} \cdot a_{pod} \quad (5.20)$$

gde je F_0 sila u prednapregnutim oprugama, K_s je krutost, l_{ventil} je trenutno izdizanje ventila, a_{kl} odnos na klackalici, m_{BV} je masa bregastog vratila i a_{pod} ubrzanje podizača na vrhu brega.

Odgovarajući moment trenja je:

$$M_{trvent} = F_{trvent} \cdot R_{BV} \quad (5.21)$$

Oznaka R_{BV} se odnosi na osnovni poluprečnik bregastog vratila.

5.2.4 Trenje u pomoćnim uređajima

Kod motora se pri razmatranju trenja uglavnom uzimaju u obzir sledeći pomoćni uređaji: pumpe za distribuciju goriva, pumpa za vodu i pumpa za ulje. Detaljnije analize mogu da uključe ventilator sistema za hlađenje, pumpu za klimatizaciju itd. Što se tiče pumpi za distribuciju goriva, odgovarajući obrtni moment trenja se sastoji od dva dela. Jedan se odnosi na pumpu za gorivo niskog pritiska i drugi na pumpu za obezbeđivanje odgovarajućeg pritiska ubrizgavanja. Onda imamo:

$$M_{trpomur}(\alpha) = M_{trpgor}(\alpha) + M_{trpulje}(\alpha) + M_{trpvoda}(\alpha) \quad (5.22)$$

5.2.5 Trenje u pumpi visokog pritiska

Pregledom dostupne literature bi se moglo reći da matematički modeli trenja u pumpama visokog pritiska, kod dizel motora, nisu dovoljno obrađeni, što je s jedne strane i razumljivo. Pumpe visokog pritiska nisu obavezan podsistem kod svih motora, kao što je to ventilski razvod, na primer, a u pumpama visokog pritiska se ne dešava „ništa novo“ što nije analizirano kod modela trenja ventilskog sklopa. Kontakt breg-rolnica je klasičan primer elastohidrodinamičkog podmazivanja, trenje u elementima pumpe između klipa i cilindra je potpuno analogno trenju između plašta motorskog klipa i cilindarske košuljice (tačka 5.2.1), a trenje u ležištima bregastog vratila podleže svim zakonima kojima podleže i svako drugo ležište (tačka 5.2.3).

5.2.6 Ukupni moment trenja

Ukupni moment trenja, u zavisnosti od ugla obrtanja kolenastog vratila, se dobija iz jednačina (5.14), (5.17), (5.21) i (5.22):

$$M_{truk}(\alpha) = M_{trklip}(\alpha) + M_{trlez}(\alpha) + M_{trvent} + M_{trpomur}(\alpha) \quad (5.23)$$

Uprkos velikom broju jednačina potrebnih za primenu ovog detaljnog modela trenja, odgovarajuće povećanje vremena računarske simulacije je minimalno, jer osim iterativne metode u jednačini (5.16), sve ostale jednačine spadaju u grupu jednostavnih algebarskih jednačina. Jedina prepreka, je zapravo, potreba da se pronađe mnoštvo geometrijskih podataka za podsisteme motora i da se usvoje tačne vrednosti koeficijenata trenja (slika 5.1).

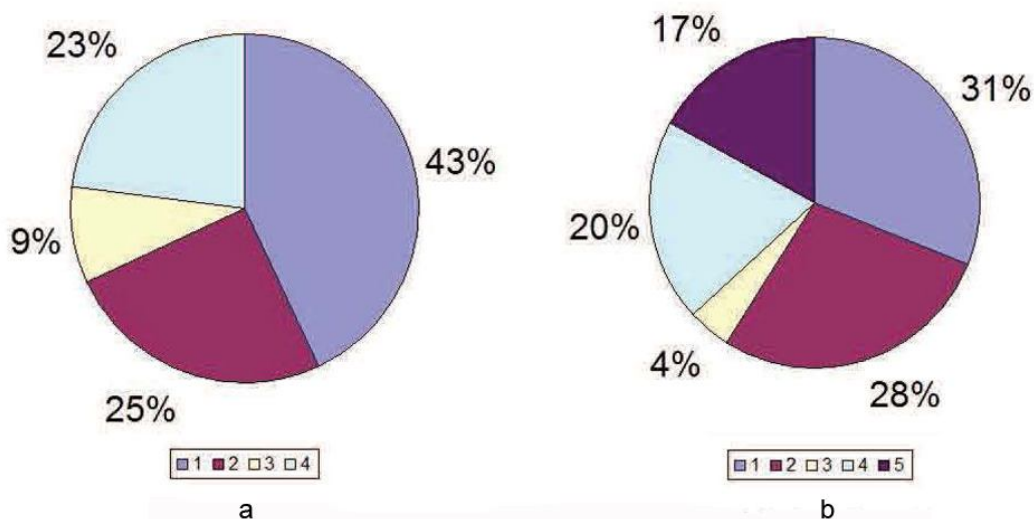
Literaturnim pregledom se može naći veliki broj podataka, koji često mogu biti i kontradiktorni, o procentualnom učešću pojedinih podsistema motora u ukupnim gubicima na trenje. Na slici 5.8 su dati podaci izloženi u referenci [28] koji bi trebalo da se odnose za većinu oto (slika 5.8 pod a) i dizel (slika 5.8 pod b) motora. Značenje pojedinih oznaka (tj. boja) kružnih isečaka na slici 5.8 je sledeće:

1 – klipna grupa (klipni prstenovi i plašt klipa),

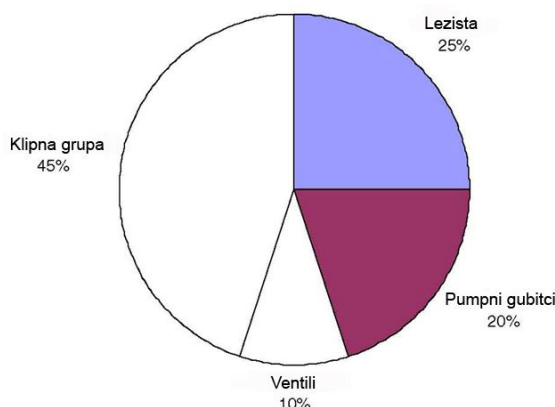
5. Prigušenja torzionih oscilacija

- 2 – mehanizam kolenastog vratila (klizna ležišta i zaptivni pretenovi),
- 3 – ventilski sklop,
- 4 – pomoćni uređaji (uljna i vodena pumpa, alternator, itd.)
- 5 – pumpa visokog pritiska.

Treba primetiti da su kod dizel-motora gubici na trenje u pumpi visokog pritiska procenjeni čak na 17% u odnosu na ukupno trenje u motoru.



Slika 5.8 – Učešće pojedinih podsistema u ukupnim gubicima na trenje kod oto (a) i dizel (b) motora [28]



Slika 5.9 – Procentualno učešće pojedinih izvora trenja u ukupnim gubicima trenja [29]

U referenci [29] je data procena dobijena osrednjavanjem vrednosti iz više literaturnih izvora, i ta procena je prikazana na slici 5.9. Ako zanemarimo razlike vrednosti izraženih u procentatima, većina istraživača se slaže da je trenje koje izaziva klipna grupa najdominantnije, zatim slede klizna ležišta, iza njih je pumpa visokog pritiska (kod dizel-motora), pa ventilski sklop, i na kraju sve ostalo. Razlike u procentima su sasvim razumljive, ako se uzme u obzir mnoštvo konstruktivnih izvođenja motora, i činjenica da trenje u svakom motoru varira sa brojem obrtaja i opterećenjem. S druge strane nije jasno da li su u ove gubitke uključeni i momenti koji se sa kolenastog vratila motora odvođe za pogon pojedinih podsistema. U svakom slučaju ovakve podatke treba prihvatiti više kao orijentacione.

U referenci [29] su izloženi interesantni podaci dobijeni eksperimentalnim putem za linijski oto motor sa šest cilindara. Pokazalo se da se trenje u ležištima kolenastog vratila povećava sa povećanjem brzine motora. To znači da je dominantan mehanizam trenja u ležištima kolenastog vratila u hidrodinamičkoj oblasti Stribekovog dijagrama. U slučaju bregastog vratila ventilskog razvoda, gubici trenja se takođe povećavaju kako se povećava brzina motora, ali ne tako izrazito kao što je to bio slučaj sa kolenastim vratilom. Ovo ukazuje da je glavna oblast na Stribekovom dijagramu za režim podmazivanja u ležištima bregastog vratila granično ili mešovito podmazivanje. Gubici trenja klipne grupe se u principu smanjuju sa povećanjem broja obrtaja. Međutim, to smanjenje nije linearno, već je niže u oblastima nižih brojeva obrtaja, ali je nešto veće u oblastima viših brojeva obrtaja. To vodi ka očekivanom zaključku da na niskim brojevima obrtaja motora trenje klipne grupe pokazuje dominantne karakteristike graničnog i mešovitog podmazivanja, a kako broj obrtaja motora raste, dominantan mehanizam podmazivanja je hidrodinamički.

5.3 Spoljašnje prigušenje u matematičkim modelima dinamičkog ponašanja oscilatornih sistema sa kolenastim vratilom kao sastavnim delom

Bez obzira do kog nivoa složenosti u matematičke modele dinamičkog ponašanja oscilatornih sistema sa kolenastim vratilom kao sastavnim delom tretiramo trenja, pokazalo se da vrlo dobre rezultate procene spoljašnjeg prigušenja torzionih oscilacija daje najčešće primenjivani izraz koji uzima u obzir odnos sile i pomeranja, odnosno momenta i ugaonog pomeranja (u zavisnosti od nastanka prigušenja), pri čemu se prigušenje posmatra kao viskozno prigušenje. U tom slučaju za moment spoljašnjeg prigušenja se usvaja da je proporcionalan brzini oscilovanja ($\dot{\vartheta}$), sa koeficijentom proporcionalnosti k :

$$M_{sprig} = k \cdot \dot{\vartheta} \quad (5.24)$$

Ako spoljašnje prigušenje poistovetimo sa trenjem u motoru, onda se realno prigušenju torzionog oscilovanja najvećim delom može pripisati trenju između klipne grupe i cilindra. S druge strane Hafner (Hafner) i Mas (Maass) su dali pregled nekoliko slučajeva prigušenja, i konstatovali su da je glavni uzrok prigušenja torzionih deformacija kolenastog vratila istiskivanje ulja pod pritiskom u oslonačkim ležajevima [10]. Ta činjenica ide u prilog usvojenoj pretpostavci, kojom se na najjednostavniji način i sa zadovoljavajućom tačnošću spoljašnje prigušenje tretira kao viskozno prigušenje.

Kretanje masa torziona-oscilatornog sistema sa n -stepeni slobode može se, u svakom trenutku vremena t , jednoznačno opisati putem n -koordinata, gde za i -ti disk ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema važi ranije data jednačina (3.10):

$$\alpha_i = \omega_i \cdot t + \vartheta_i$$

Član $\omega_i \cdot t$ uzima u obzir promenljiv tok ugaone brzine kolenastog vratila kao neizbežne prateće pojave, bez obzira da li kolenasto vratilo posmatramo kao kruto ili elastično telo, dok se ϑ_i odnosi na ugaona pomeranja izazvana torzionim oscilacijama, gde se podrazumeva da kolenasto vratilo posmatramo kao elastično telo. Na osnovu prethodne jednačine sledi jednačina:

$$\dot{\alpha}_i = \dot{\omega}_i \cdot t + \omega_i + \dot{\vartheta}_i$$

koja je takođe data ranije pod oznakom (3.11)

Za zbir $\dot{\omega}_i \cdot t + \omega_i$ se može usvojiti da je približno isti za sve mase sistema, pa između brzine oscilovanja $\dot{\vartheta}_i$ i ugaone brzine odgovarajuće mase $\dot{\alpha}_i$ postoji direktna zavisnost. Spoljašnje prigušenje karakterističnog odsečka kolenastog vratila, analogno jednačini (3.11), u matematičkim modelima koji se baziraju na praćenju uglova obrtanja pojedinih masa ETDS, predstavlja se putem jednačine:

$$M_{sprig} = k \cdot \dot{\alpha} \quad (5.25)$$

5.4 Unutrašnje prigušenje u matematičkim modelima dinamičkog ponašanja oscilatornih sistema sa kolenastim vatiлом kao sastavnim delom

Unutrašnje prigušenje pri torzionom oscilovanju se javlja kao posledica trenja između molekula prilikom deformisanja materijala, ili usled dodira elemenata koji čine mesta spajanja (npr. vijčane veze) [5]. Sva mesta gde se javljaju deformacije materijala, odnosno relativna pomeranja molekula (ili spojenih elemenata), proizvodne otpore, koji zavise od dinamičkih uslova u kome se nalazi dotični element. Unutrašnje prigušenje se manifestuje kroz disipaciju toplotne energije, i vrlo često se naziva i histerezis u materijalu. Sa stanovišta oscilovanja motornog mehanizma, sa priključnim agregatima, može se konstatovati prisustvo unutrašnjeg prigušenja na sledećim mestima [5]:

- u materijalu kolenastog vratila motora,
- u prigušivačima torzionih oscilacija,
- u kardanskim vratilima,
- kod spojnica, itd.

Za unutrašnje prigušenje, koje je rezultat otpora u materijalu kolenastog vratila, usvaja se da je proporcionalno brzini oscilovanja $\dot{\vartheta}$, sa koeficijentom proporcionalnosti ε . U ovoj, na prvi pogled, jednostavnoj definiciji, krije se potreba poznavanja faktora proporcionalnosti ε , koji je najveća nepoznanica vezana za probleme torzionog oscilovanja kolenastog vratila motora.

U nastavku će biti prikazana jedna od približnih, poluempirijskih metoda za procenu unutrašnjeg prigušenja u kolenastom vratilu, zasnovana na eksperimentalnom iskustvu. Pošto prigušenje u materijalu ne zavisi samo od svojstva materijala već i od oblika vratila i intenziteta opterećenja kojem je vratilo izloženo, izraz za koeficijent unutrašnjeg prigušenja ε se često posmatra kao funkcija tri parametra [5]:

$$\varepsilon = \frac{c}{M_r \cdot \omega_s} \quad (5.26)$$

U okviru gornjeg izraza oznaka M_r se odnosi na dinamički faktor pojačanja koji predstavlja odnos između amplituda oscilovanja pri dinamičkom i statičkom opterećenju. U zavisnosti od materijala od kojeg je napravljeno kolenasto vratilo i dinamički faktor pojačanja mora biti različit. U tabeli 5.1 su predstavljeni poluempirijski izrazi za procenu dinamičkih faktora pojačanja kolenastih vratila napravljenih od različitih vrsta čelika. Može se primetiti da nam za izračunavanje dinamičkog faktora pojačavanja na raspolaganju stoje po dve jednačine, za isti materijal kolenastog vratila. Jedna se odnosi na stanje oscilovanja kada su amplitude tangencijalnog napona ispod granice zamora materijala, a druga se odnosi na stanje oscilovanja kada su amplitude tangencijalnog napona na granici zamora materijala. Ovo je prvi nedostatak predložene metode za procenu koeficijenta ε , jer tek nakon složenog proračuna, gde koeficijent ε ima značajnu ulogu, može se proceniti kolike su vrednosti amplituda tangencijalnog napona. Kritički osvrt na nedostatke poluempirijskih metoda

5. Prigušenja torzionih oscilacija

za procenu koeficijenta ε usled toga što ne uzimaju u obzir sve činjenice koje utiču na na intenzitet oscilovanja, dat je u poglavlju 8.

Veličina τ_0 na osnovu koje se određuje M_r , a koja figuriše u tabeli 5.1, predstavlja tangencijalni ravnotežni napon, i računa se preko jednačine [5]:

$$\tau_0 = \frac{M_i}{W_0} = \frac{16 \cdot D_0 \cdot M_i}{(D_0^4 - d_0^4) \cdot \pi} \quad (5.27)$$

U jednačinama (5.26) i (5.27) do sada neobjašnjene oznake imaju sledeće značenje:

- M_i amplituda i -tog reda pobudnog momenta za koga se analiziraju oscilacije,
- D_0 i d_0 spoljni i unutrašnji prečnik oslonačkih rukavaca kolenastog (i ekvivalentnog) vratila,
- ω_s sopstvena frekvenca oscilovanja,
- c redukovana torziona krutost po jedinici dužine vratila.

Tabela 5.1 – Empirijske jednačine za izračunavanje dinamičkog faktora pojačavanja [5]

Materijal	M_r^*	M_r^{**}
Ugljenični čelik za normalizaciju sa 0,21% ugljenika	$\frac{103794}{\sqrt{\tau_0}}$	$\frac{60200}{\sqrt{\tau_0}}$
Ugljenični čelik za normalizaciju sa 0,27% ugljenika	$\frac{132856}{\sqrt{\tau_0}}$	$\frac{60200}{\sqrt{\tau_0}}$
Ugljenični čelik za normalizaciju sa 0,3% ugljenika	$\frac{149463}{\sqrt{\tau_0}}$	$\frac{74731}{\sqrt{\tau_0}}$
Legirani čelik sa 0,3% Ni	$\frac{166070}{\sqrt{\tau_0}}$	$\frac{83035}{\sqrt{\tau_0}}$
Ni – Cr legirani čelik	$\frac{265712}{\sqrt{\tau_0}}$	$\frac{190980}{\sqrt{\tau_0}}$
Cr – V legirani čelik	$\frac{332140}{\sqrt{\tau_0}}$	$\frac{132856}{\sqrt{\tau_0}}$

* stanje oscilovanja je takvo da su amplitude napona ispod granice zamora materijala

** stanje oscilovanja je takvo da su amplitude napona na granici zamora materijala

S obzirom da je unutrašnje prigušenje torzionog oscilovanja u kolenastim vratilima manjih motora dosta malo, u praksi se kod njih unutrašnje prigušenje vrlo često zanemaruje. Dakle, najčešće primenjivani izraz za definisanje odnosa momenta unutrašnjeg prigušenja i brzine oscilovanja glasi:

$$M_{uprig} = \varepsilon \cdot \Delta \dot{\vartheta} \quad (5.28)$$

Ovde je ε koeficijent proporcionalnosti određen po napred opisanom postupku, a $\Delta \dot{\vartheta}$ je relativna brzina oscilovanja između krajeva elementa za koji se računa prigušenje.

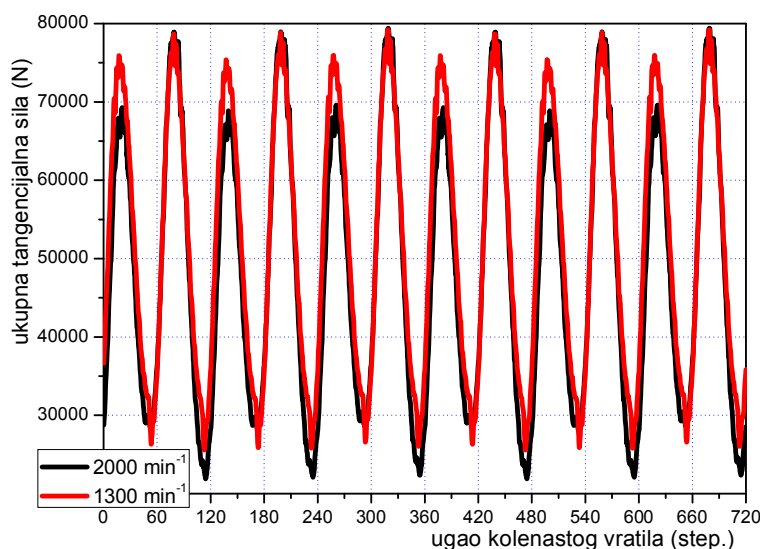
Kao i u slučaju spoljašnjeg prigušenja, u matematičkim modelima koji se baziraju na praćenju uglova obrtanja pojedinih masa ETDS, unutrašnje prigušenje karakterističnog odsečka kolenastog vratila se predpostavlja pojednostavljenom jednačinom:

$$M_{uprig} = \varepsilon \cdot \Delta \dot{\alpha} \quad (5.29)$$

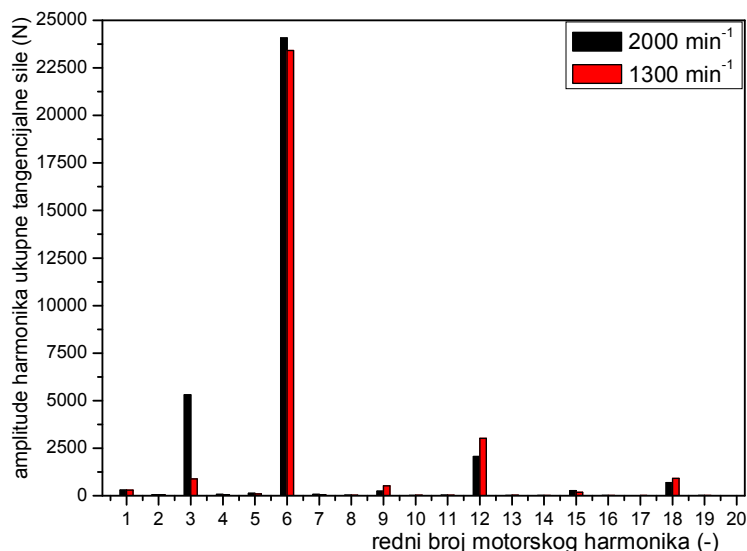
6. Analiza međusobne zavisnosti pobudnih momenata i ugaonih brzina KV i određivanje sopstvenih frekvencija oscilovanja dinamičko-oscilatornog sistema sa motorom SUS kao njegovim sastavnim delom

6.1. Harmonijska analiza pobudnih momenata

Na slici 6.1 su prikazani tokovi ukupne tangencijalne sile za dva krajnja brzinska režima radnog područja motora (1300 min^{-1} i 2000 min^{-1}) na spoljnoj brzinskoj karakteristici (SBK ili puno opterećenje).



Slika 6.1 – Ukupna tangencijalna sila za dva krajnja brzinska režima (1300 min^{-1} i 2000 min^{-1}) na SBK motora



Slika 6.2 – Furijeova harmonijska analiza ukupne tangencijalne sile za dva krajnja brzinska režima (1300 min^{-1} i 2000 min^{-1} – slika 6.1) na SBK motora

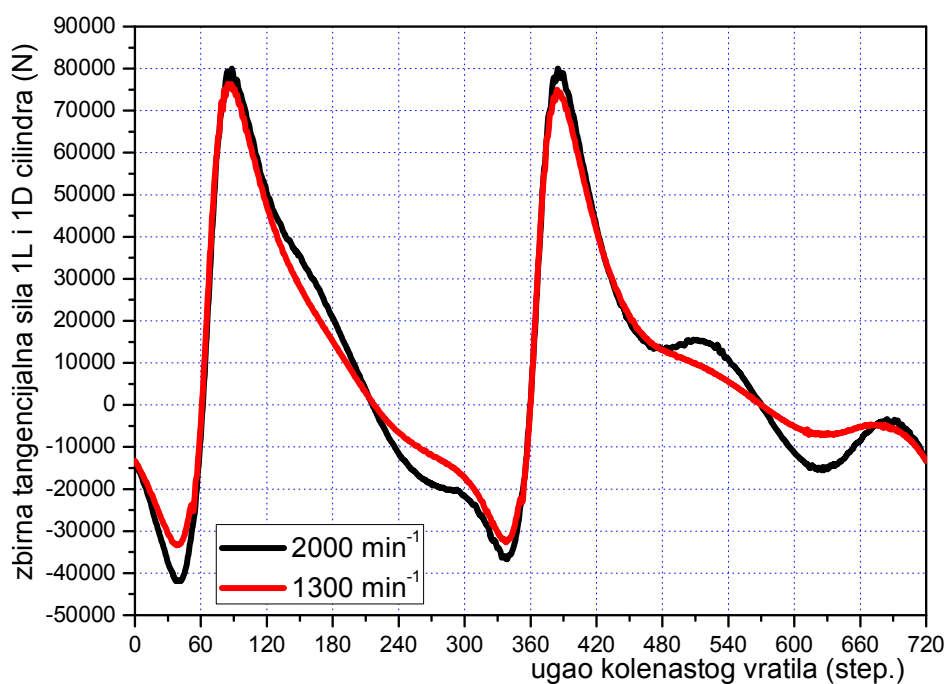
Doprinos gasnih sila je računat na osnovu snimljenih i obrađenih tokova pritisaka u po jednom cilindru leve (prvi levi cilindar–1L) i desne (treći desni cilindar–3D) strane motora, umanjениh za vrednosti izmerenih pritisaka karterskih gasova, uz pretpostavku

da su radni procesi u ostalim cilindrima i jedne i druge strane motora identični snimljenim, samo fazno pomereni prema redosledu paljenja motora.

Udeo inercijalnih sila je računat na osnovu približnih jednačina kretanja pravolinijsko-translatornih masa klipnog mehanizma (tačka 4.1). Nakon što je proračunat tok promene inercijalne sile od klipnih grupa povezanih za prvo koleno kolenastog vratila, dobijeni su približni tokovi inercijalnih sila koje opterećuju ostala kolena, u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila, prema zvezdi prvog reda motora. Promenljiv tok ugaone brzine pojedinih kolena kolenastog vratila nije uzet u obzir, već je proračun izveden pod pretpostavkom da je ugaona brzina duž celog kolenastog vratila konstantna veličina proporcionalna srednjem broju obrtaja: $\omega = (n \cdot \pi)/30$.

Tokovi ukupnih momenata motora za ova dva krajnja brzinska režima su srazmerni prikazanim tangencijalnim silama, i mogu se dobiti kada se vrednosti tangencijalnih sila prikazanih na slici 6. 1 pomnože sa dužinom osnog rastojanja od oslonačkog do letećeg rukavca kolenastog vratila (kod ovog motora to rastojanje je 0,09 m).

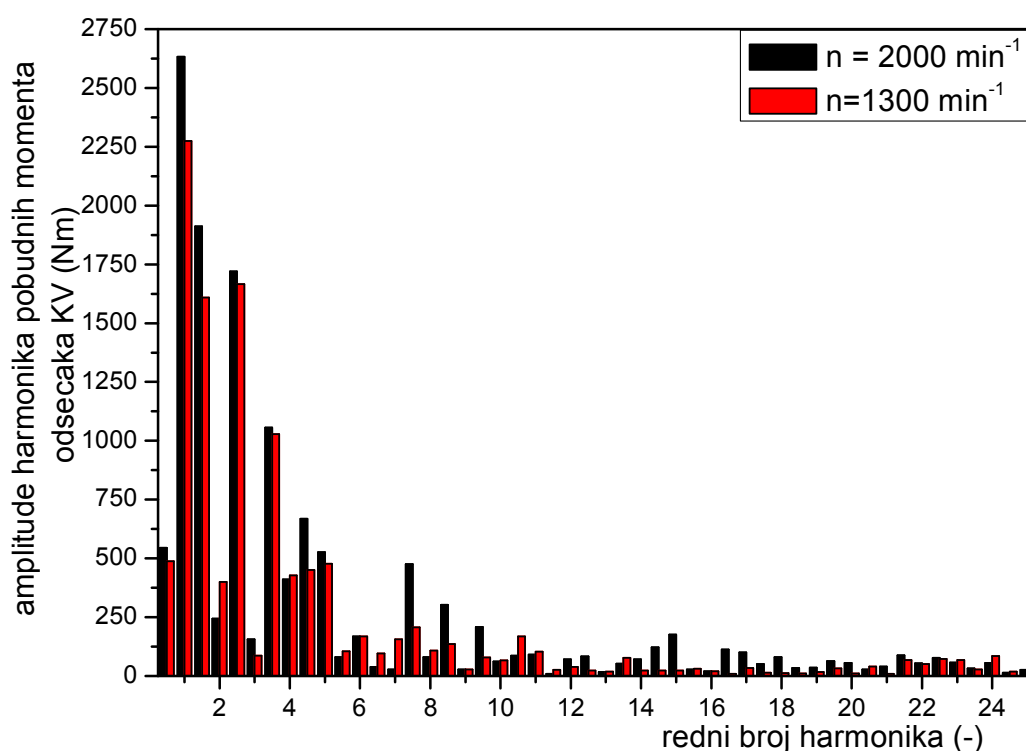
Ovakav tok ukupnog momenta bi kod nekog manjeg torziona krutog ili manje opterećenog motora primarno uticao na dinamičko ponašanje njegovog kolenastog vratila. Na slici 6.2 su prikazane amplitude prvih dvadeset harmonika ukupne tangencijalne sile za dva krajnja brzinska režima (1300 min^{-1} i 2000 min^{-1}) koje su prethodno prikazane na slici 6.1. Očigledno je da dominira amplituda 6. motorskog harmonika, dok je amplituda sledećeg izraženog - 12. harmonika, desetak puta manja. Treći motorski harmonik je daleko izraženiji pri vršnim brojevima obrtaja (2000 min^{-1}), nego na nižima (1300 min^{-1}), zbog porasta inercijalnih sila sa brojem obrtaja. Značajnije vrednosti amplitude imaju i 18., 15. i 9. motorski harmonik. U ovom radu pretpostavka o kolenastom vratilu kao krutom telu nije detaljnije razmatrana, pošto se pokazalo da čak i na režimima praznog hoda kolenasto vratilo značajno torziona osciluje.



Slika 6.3 – Zbirna tangencijalna sila dva naspramna cilindra (1L i 1D) za dva krajnja brzinska režima (1300 min^{-1} i 2000 min^{-1}) na SBK motora

Ako kolenasto vratilo posmatramo kao sistem sastavljen od odsečaka (kolena), na svakom od letećih rukavaca tih odsečaka će delovati zbirna tangencijalna sila generisana u naspramnim cilindrima koji su svojim klipnjačama povezani za to koleno. Na slici 6.3 je upravo prikazan tok tangencijalne sile prva dva naspramna cilindra (1L i 1D) koja deluje na letećem rukavacu prvog kolena kolenastog vratila, za dva krajnja brzinska režima iz radnog područja (1300 min^{-1} i 2000 min^{-1}), na SBK motora. Sasvim je jasno da će se i na ostalim koljenima kolenastog vratila generisati ista sila, samo fazno pomerena prema redosledu paljenja motora, pod pretpostavkom istovetnosti radnih procesa u svima cilindrima motora.

Furijeova harmonijska analiza obrtnih momenata koji nastaju usled tangencijalnih sila sa slike 6.3 je prikazana na slici 6.4. Ovaj dijagram je već prikazan na slici 4.16, ali je pogodno da se u ovom trenutku još jednom prikaže. Istovetan dijagram harmonijske analize bi se dobio i za momente koji deluju na letećim rukavcima ostalih kolena kolenastog vratila. Upravo ovi fazno pomereni momenti su glavni uzročnici relativnog uvijanja odsečaka kolenastog vratila, odnosno njegovih torzionih oscilacija.



Slika 6.4 – Furijeova harmonijska analiza zbirne tangencijalne sile dva naspramna cilindra (1L i 1D) za dva krajnja brzinska režima (1300 min^{-1} i 2000 min^{-1}) na SBK motora

Generalno se može zaključiti sledeće:

- amplitude viših harmonika su minorne u odnosu na amplitude nižih, dominantnih harmonika,
- amplitude većine dominantnih harmonika rastu sa povećanjem broja obrtaja kao posledica porasta inercijalnih sila, osim nekoliko izuzetaka kao što je 2. motorski harmonik pobudnih momenata.

Kakav će biti udeo pojedinih harmonika na torzione oscilacije kolenastog vratila zavisi od više faktora:

- brzinskog radnog područja motora, odnosno mogućnosti da se neki od harmonika nađe u rezonantnom području rada motora,
- veličine amplitude datog harmonika,
- rednog broja harmonika, odnosno činjenice kojoj grupi harmonika pripada dati harmonik.

Trenutna vrednost ugaone brzine kolenastog vratila, odnosno njen promenljiv tok u toku jednog radnog ciklusa, treba u sebi da nosi dve vrste informacija:

- informacije o radnim procesima koji se odvijaju u cilindrima motora, odnosno o pobudnim momentima kao posledici odvijanja tih radnih procesa,
- informacije o torzionim oscilacijama ispitivanog dinamičkog sistema.

Realno je očekivati da će na trenutnu ugaonu brzinu kolenastog vratila svoj trag, u manjoj ili većoj meri, ostaviti svaki pojedinačni harmonik pobudnih momenata sa slike 6.4. Čak i u slučajevima kada taj trag nije jasno vidljiv ili više zbunjuje nego što pruža jasne informacije, postoji logično objašnjenje zašto je to tako, o čemu će više reči biti u tački 9.

Pokazaće se da se iz izmerenih ugaonih brzina kolenastog vratila motora mogu izvući mnoge važne informacije o torzionim oscilacijama ispitivanog sistema, koje se obično približno procenjuju na osnovu prethodno usvojenog EDTS. Pre svega se misli na informacije o sopstvenim kružnim frekvencijama torzionog oscilovanja datog sistema. Sa poznatim sopstvenim kružnim frekvencijama torzionog oscilovanja već se mogu locirati kritični brojevi obrtaja, a zatim se može izvršiti početna korekcija nekih usvojenih parametara ekvivalentnog torzionog sistema kako bi se on što više približio realnosti [2]. Time se stvaraju preduslovi za efikasniju primenu proverenih metoda identifikacije parametara ekvivalentnog sistema, kao što je metoda Markvarta da bi se zatim izvršio korektniji proračun amplituda oscilovanja i naprezanja pri kritičnim brojevima obrtaja kolenastog vratila motora. Vrlo je važno merenja ugaonih brzina izvršiti u uslovima maksimalnih pobudnih momenata, tj. na SBK motora, kada i torzione oscilacije dostižu svoje maksimumalne vrednosti.

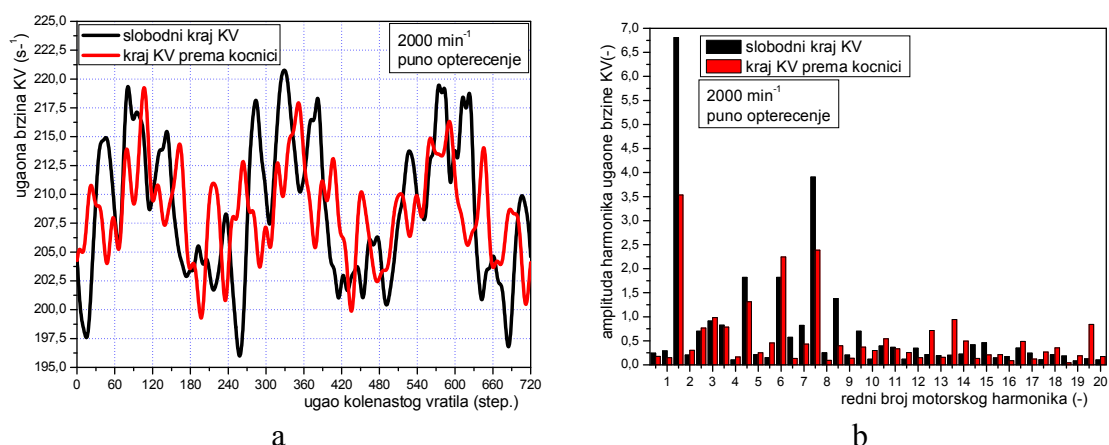
Da bi se realizovala ova ideja, prethodno se mora izvršiti harmonijska analiza izmerenih ugaonih brzina, i detaljno analizirati promena svih uticajnijih motorskih harmonika varijacija ugaonih brzina u radnom području motora.

6.2. Harmonijska analiza izmerenih ugaonih brzina na krajevima kolenastog vratila motora

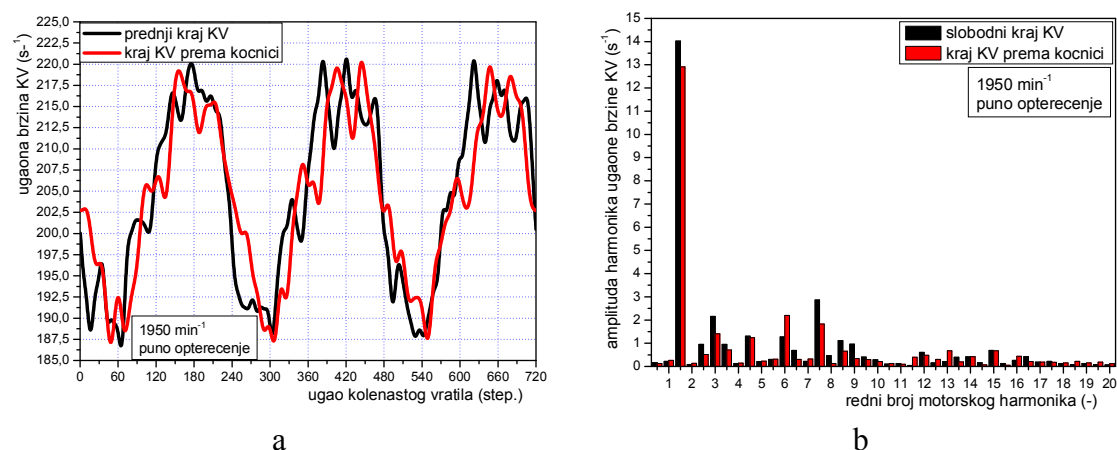
Na slikama 6.5 a do 6.21 a su prikazani izmereni tokovi ugaonih brzina suprotnih krajeva kolenastog vratila (slobodan kraj i kraj prema kočnici), pri snimanju silazne SBK motora (od 2000 min^{-1} do 1300 min^{-1}), pri čemu se nastojalo da se broj obrtaja spušta sa korakom od 50 min^{-1} . Izuzetak je napravljen na najnižim brzinskim režimima gde je napravljena serija merenja sa sitnijim korakom (1350 min^{-1} , 1320 min^{-1} i 1300 min^{-1} —slike 6.18 a, 6.19 a i 6.20 a). Jedno merenje je obavljeno i na brzinskom režimu van propisanog radnog područja motora, i to pri 1260 min^{-1} —slika 6.21 a. Treba podsetiti da su svi dijagrami predstavljeni u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila, pri čemu početna nulta vrednost odgovara trenutku kada je prvi levi cilindar (1L) na početku takta usisavanja.

Na slikama 6.5 b do 6.21 b su prikazani rezultati Furijeove analize fluktuacija za sve prethodno opisane slučajeve izmerenih ugaonih brzina kolenastog vratila.

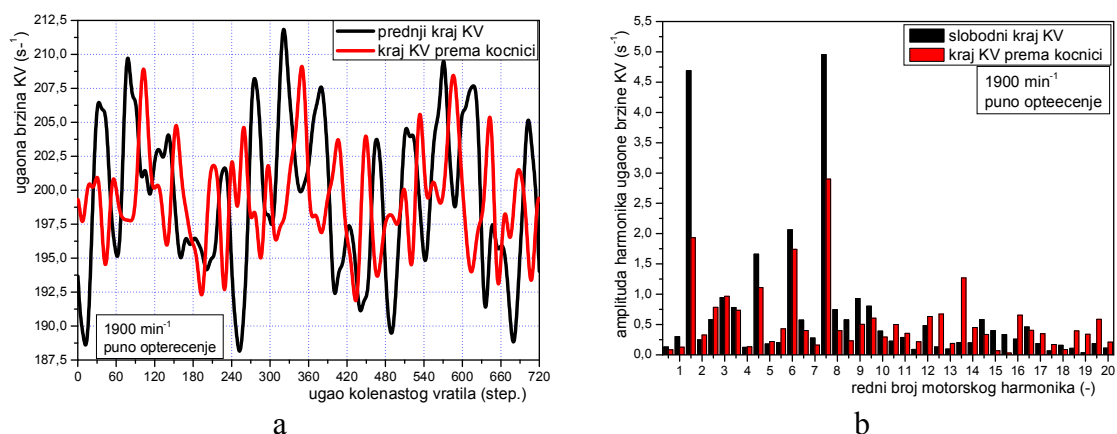
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.5 – Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 2000 min⁻¹ – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

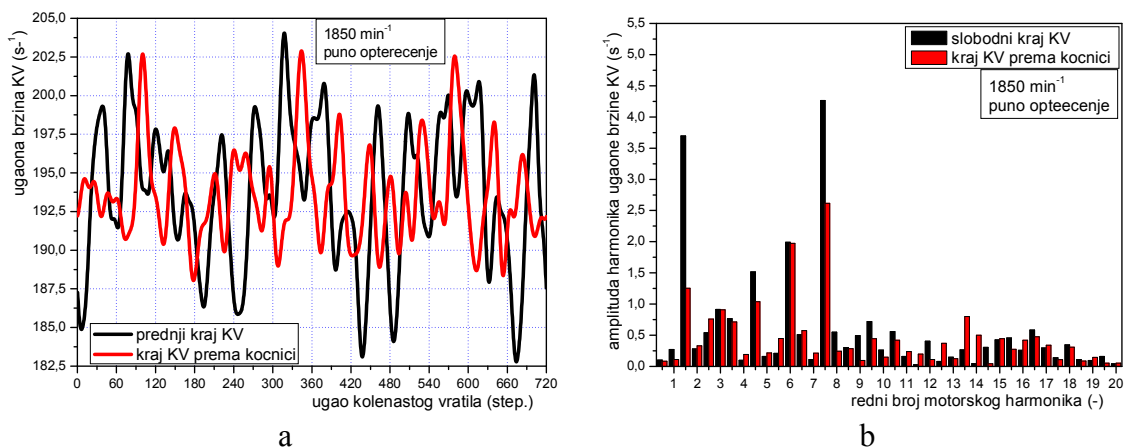


Slika 6.6 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1950 min⁻¹ – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

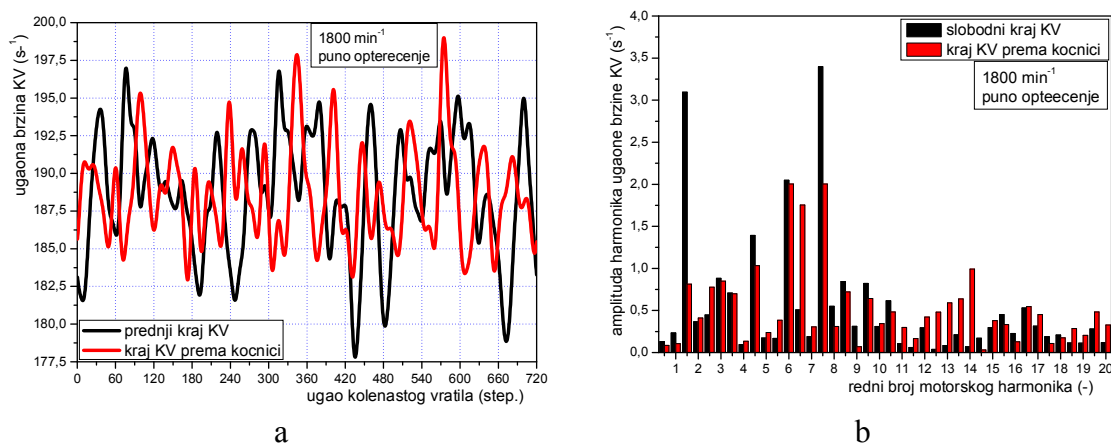


Slika 6.7 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1900 min⁻¹ – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

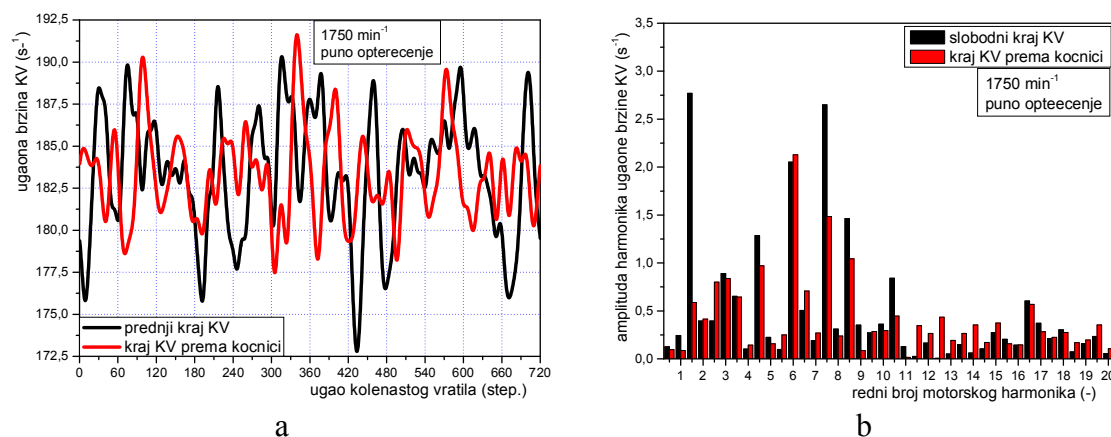
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.8 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1850 min^{-1} – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

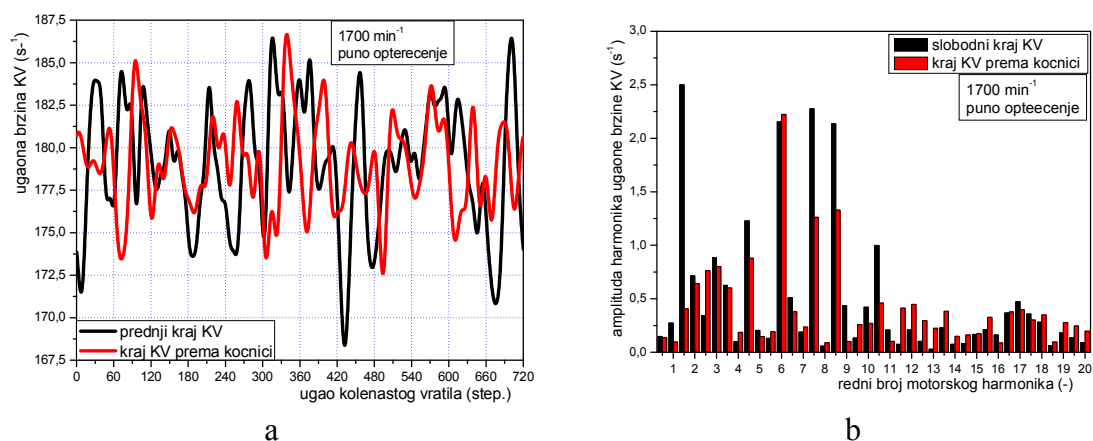


Slika 6.9 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1800 min^{-1} – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

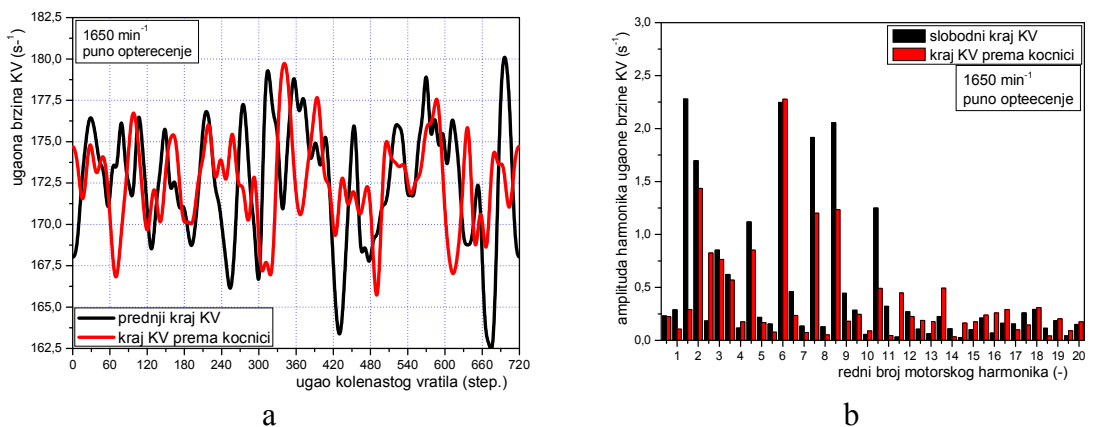


Slika 6.10 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1750 min^{-1} – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

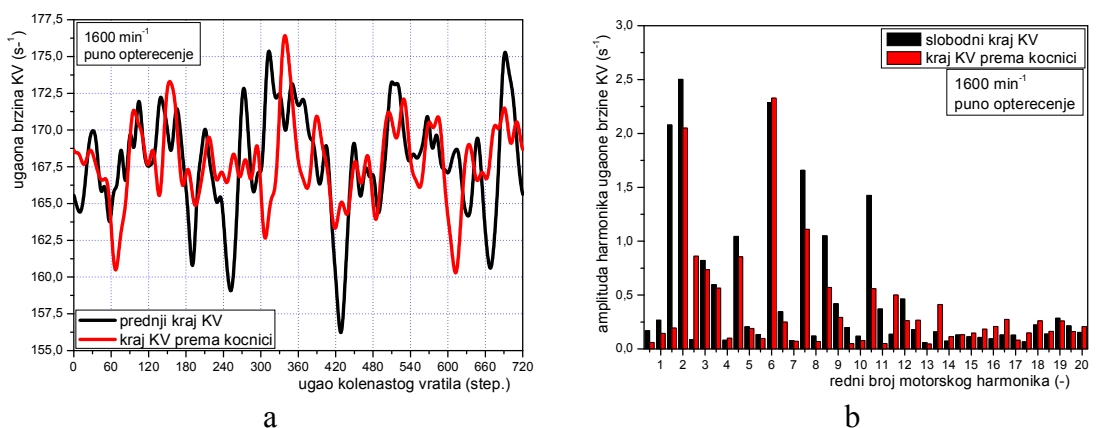
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.11 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1700 min⁻¹ – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

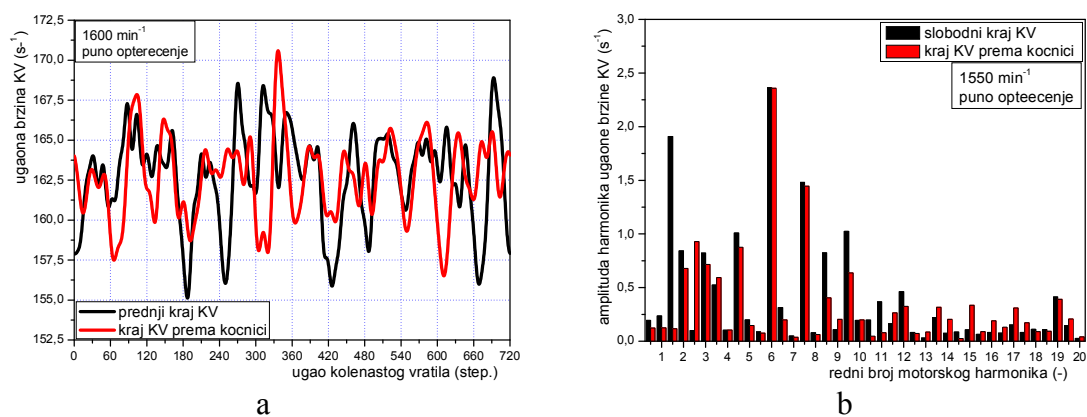


Slika 6.12 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i minutnog broja obrtaja 1650 min⁻¹ – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

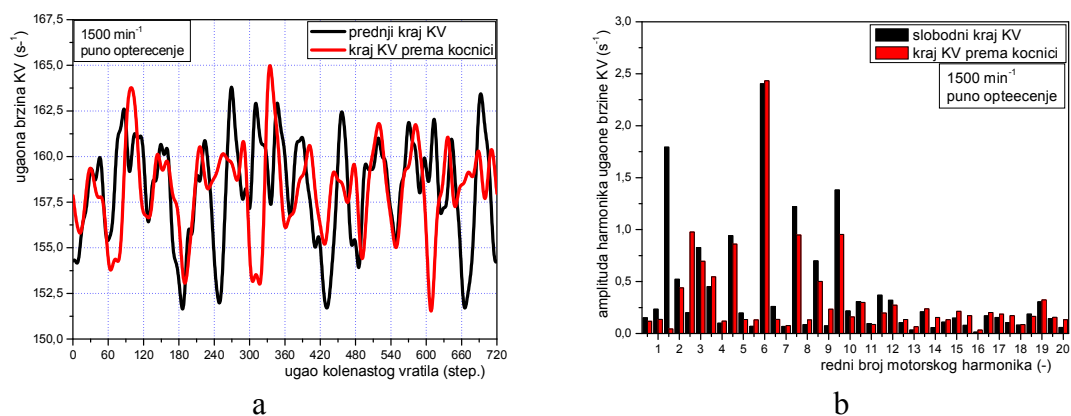


Slika 6.13 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1600 min⁻¹ – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

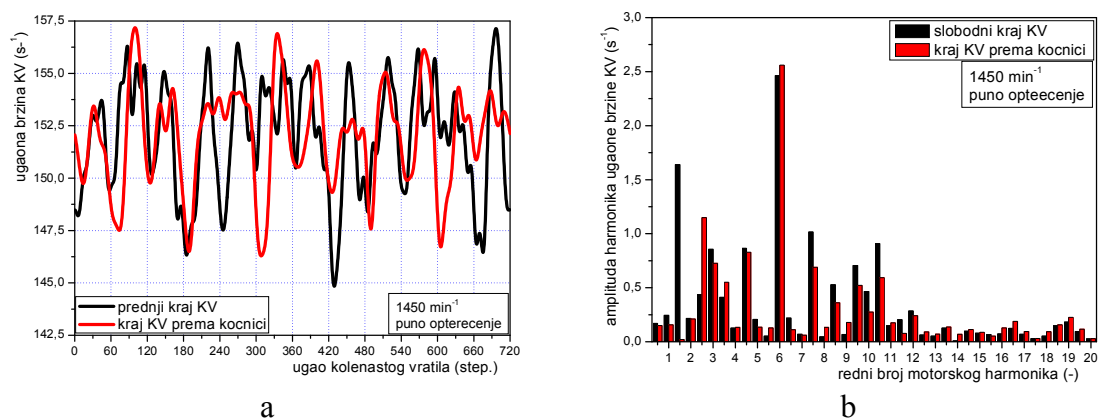
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.14 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1550 min^{-1} – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

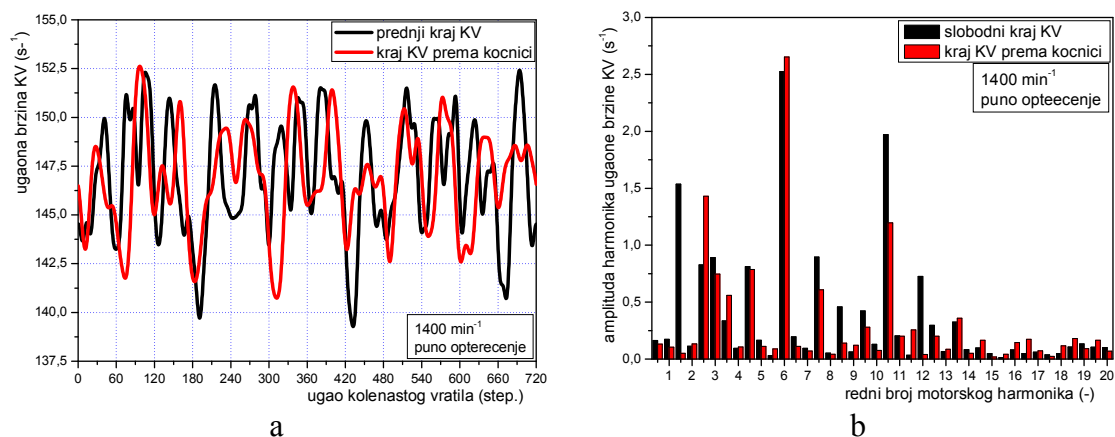


Slika 6.15 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1500 min^{-1} – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

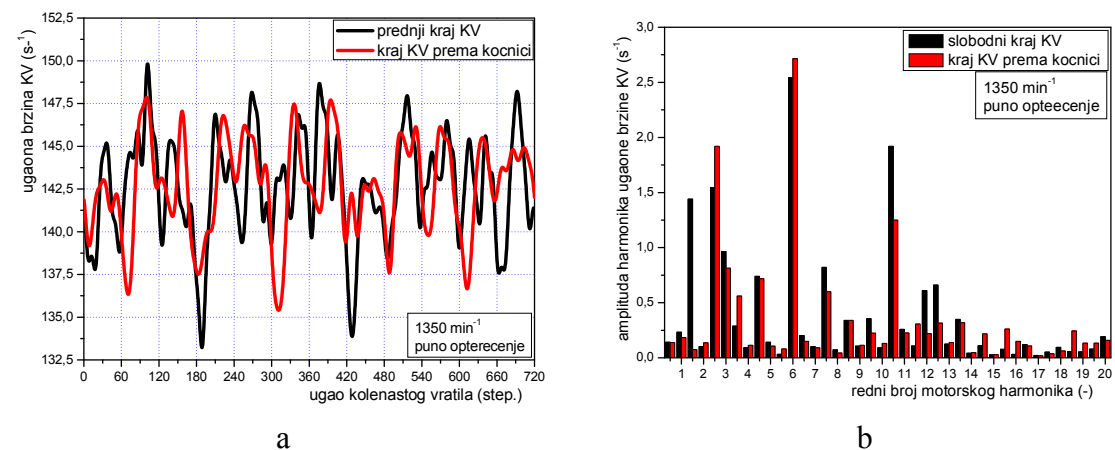


Slika 6.16 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1450 min^{-1} – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

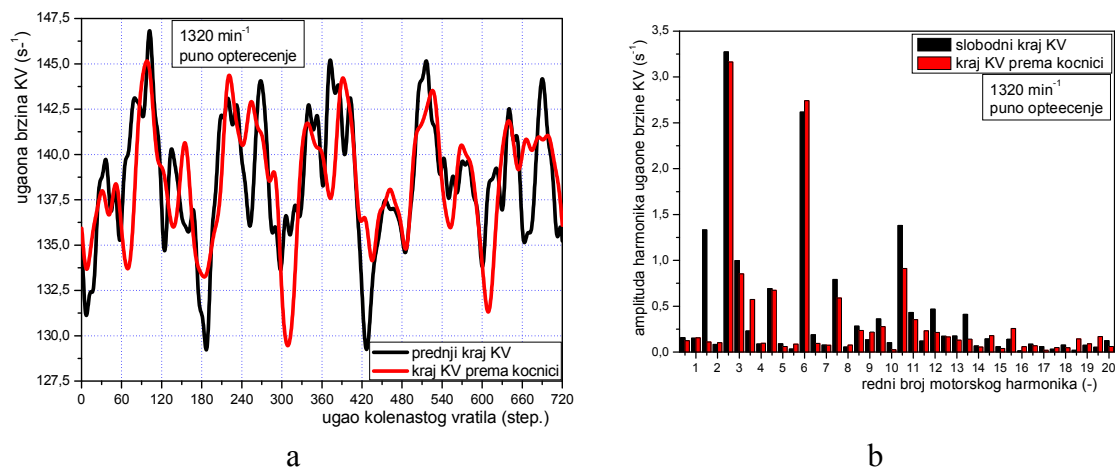
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.17 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1400 min^{-1} – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

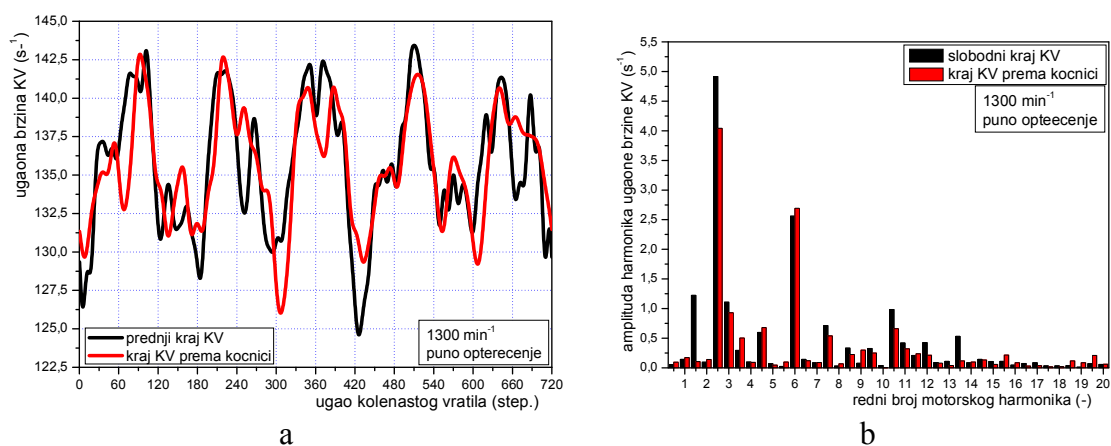


Slika 6.18 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1350 min^{-1} – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

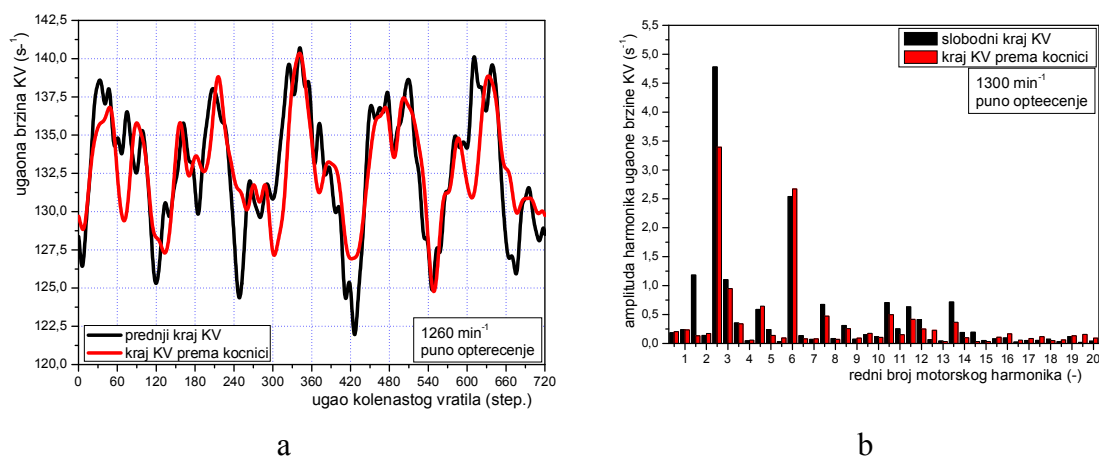


Slika 6.19 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1320 min^{-1} – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

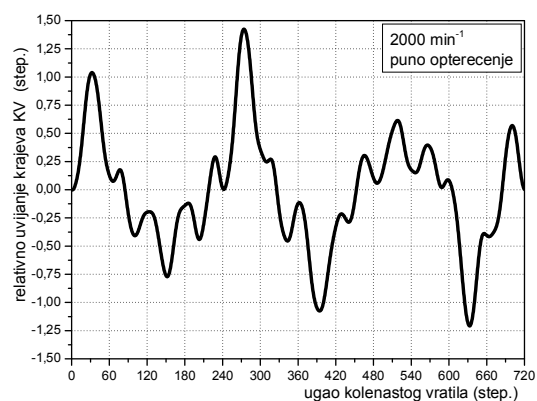
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



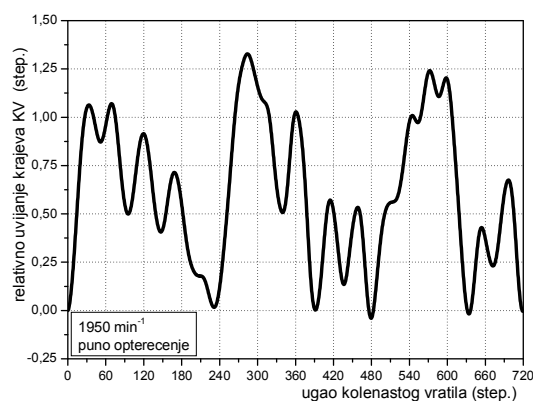
Slika 6.20 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1300 min^{-1} – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b



Slika 6.21 - Izmereni tokovi ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila i na kraju prema kočnici na režimu punog opterećenja i broju obrtaja 1260 min^{-1} – a, i rezultati Furijeove harmonijske analize fluktuacija izmerenih ugaonih brzina – b

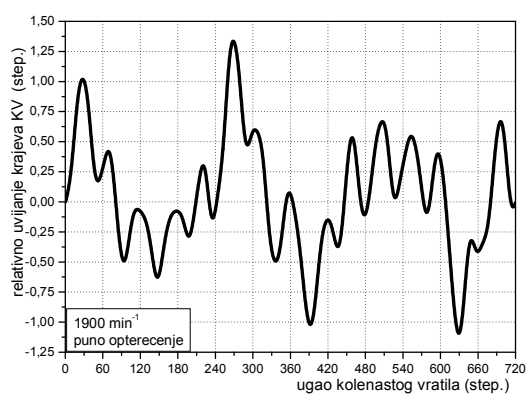


Slika 6.22 – Relativno uvijanje krajeva KV pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju

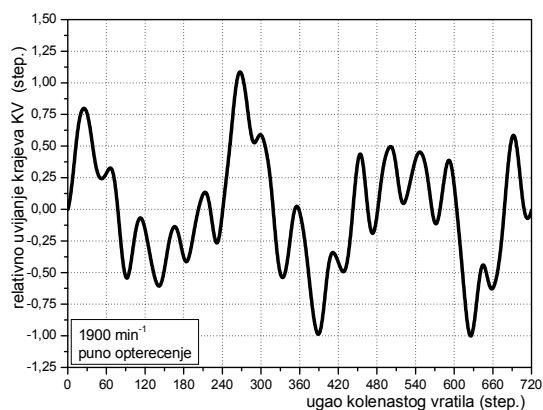


Slika 6.23 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1950 min^{-1} i punom opterećenju

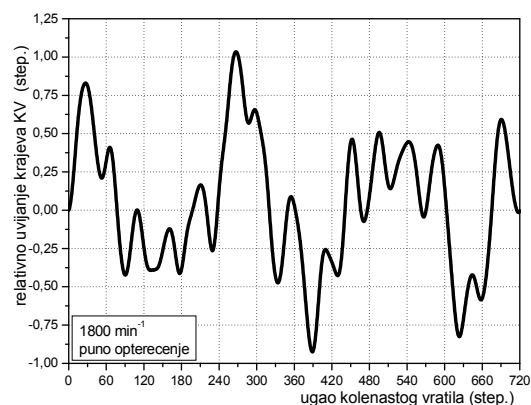
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



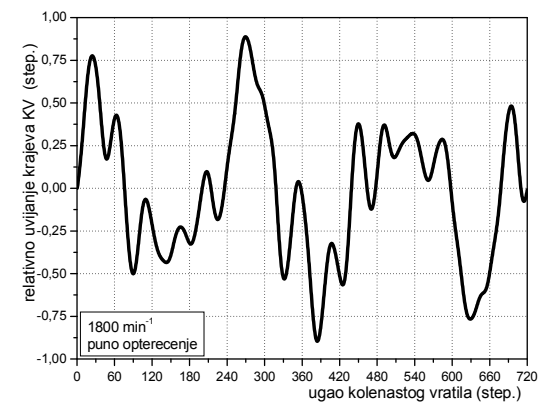
Slika 6.24 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1900 min⁻¹ i punom opterećenju



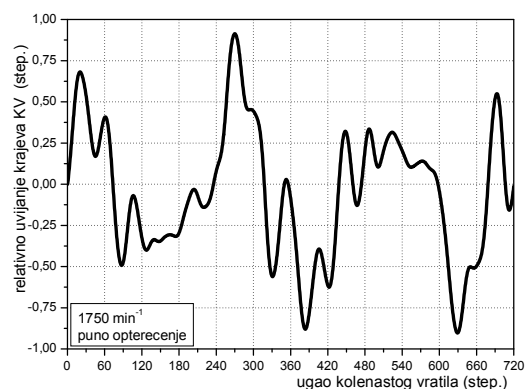
Slika 6.25 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1850 min⁻¹ i punom opterećenju



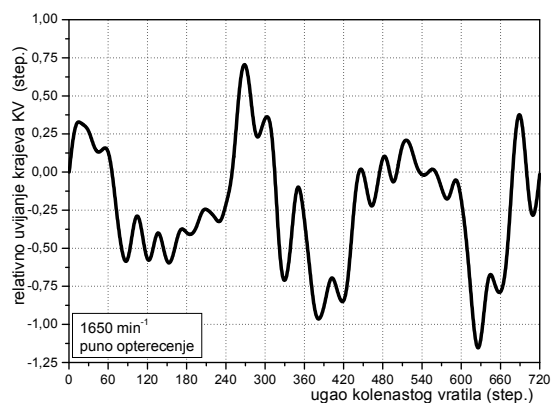
Slika 6.26 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1800 min⁻¹ i punom opterećenju



Slika 6.27 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1750 min⁻¹ i punom opterećenju

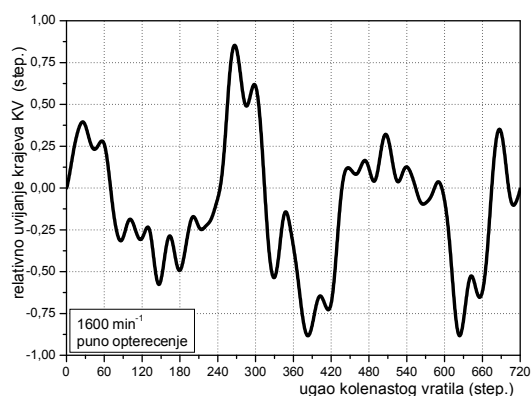


Slika 6.28 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1700 min⁻¹ i punom opterećenju

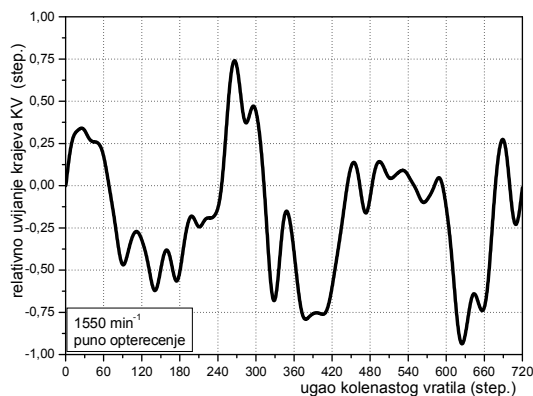


Slika 6.29 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1650 min⁻¹ i punom opterećenju

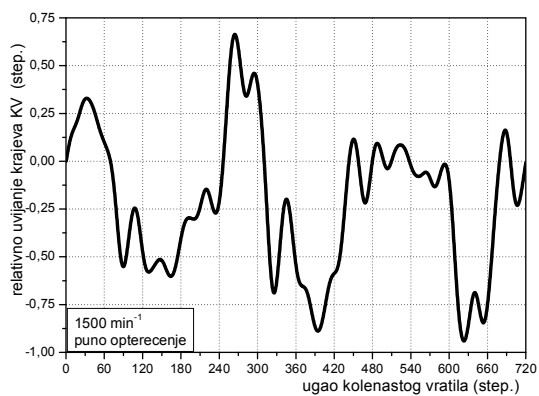
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



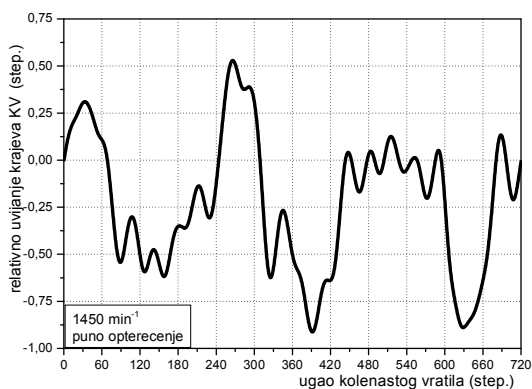
Slika 6.30 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1600 min⁻¹ i punom opterećenju



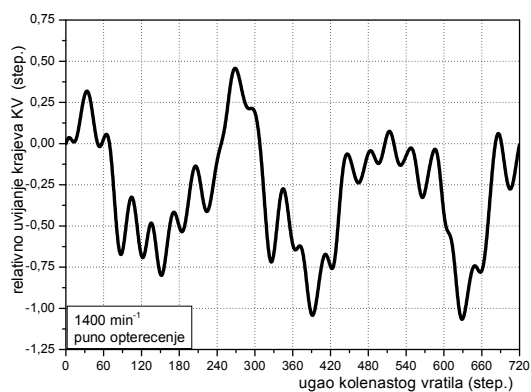
Slika 6.31 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1550 min⁻¹ i punom opterećenju



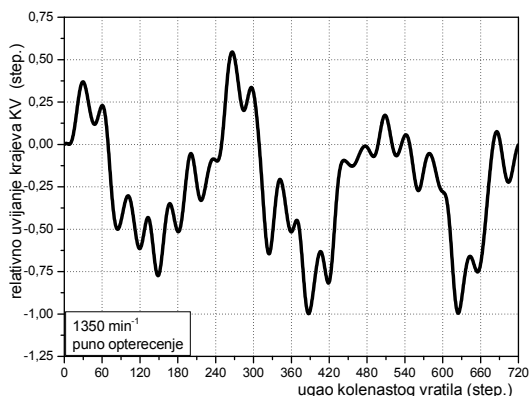
Slika 6.32 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1500 min⁻¹ i punom opterećenju



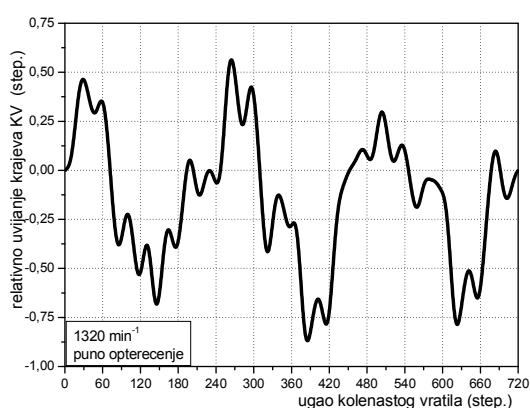
Slika 6.33 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1450 min⁻¹ i punom opterećenju



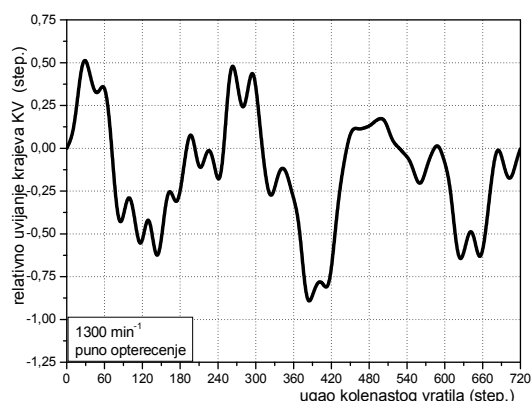
Slika 6.34 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1400 min⁻¹ i punom opterećenju



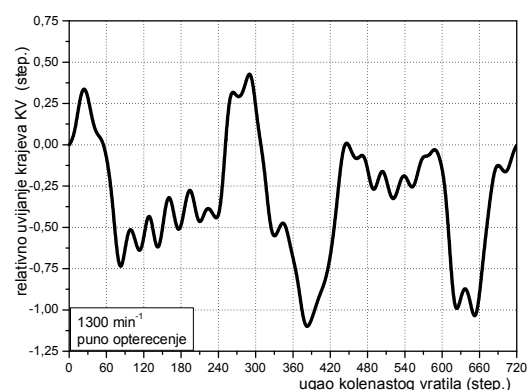
Slika 6.35 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1350 min⁻¹ i punom opterećenju



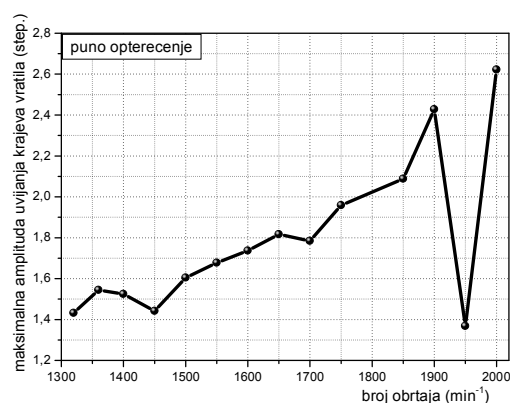
Slika 6.36 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1320 min^{-1} i punom opterećenju



Slika 6.37 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1300 min^{-1} i punom opterećenju



Slika 6.38 - Relativno uvijanje krajeva KV pri 1260 min^{-1} i punom opterećenju



Slika 6.39 – Maksimalne amplitude relativnog uvijanja krajeva KV u funkciji broja obrtaja

Postavljanjem dva davača položaja na suprotnim krajevima kolenastog vratila motora ostvarena je mogućnost realne procene relativnog pomeranja (uvijanja) krajeva kolenastog vratila tokom njegovog obrtanja. Na slikama 6.22 do 6.38 su prikazani dijagrami relativnog uvijanja kraja kolenastog vratila prema kočnici u odnosu na suprotni, slobodni kraj, u funkciji ugla obrtanja prvog kolena kolenastog vratila motora.

Može se primetiti sličnost u tokovima prikazanih dijagrama izmerenih razlika uglova uvijanja krajeva kolenastog vratila. U ovom trenutku važno je zapaziti da izuzetak predstavlja dijagram na slici 6.23, pri brzinskom režimu 1950 min^{-1} , čija opšta forma značajno odstupa od opšte forme zabeležene na ostalim brzinskim režimima.

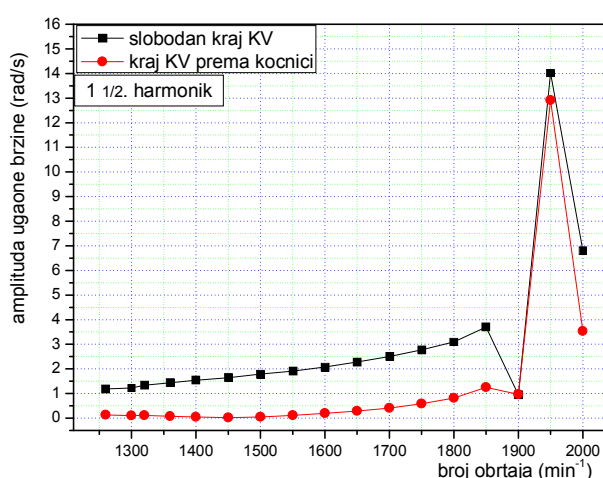
Na slici 6.39 je prikazan tok maksimalnih amplituda relativnog uvijanja krajeva kolenastog vratila u funkciji broja obrtaja dobijenih iz dijagrama na slikama od 6.22 do 6.38, tako što su na tim dijagramima pronađene maksimalne (pozitivne) i minimalne (negativne) vrednosti, pa su njihove apsolutne vrednosti sabrane. Ovaj dijagram ukazuje na tendenciju porasta relativnih amplituda torzionog oscilovanja jednog kraja kolenastog vratila u odnosu na drugi sa povećanjem broja obrtaja, ali se od tog pravila i ovde odstupa na brzinskom režimu 1950 min^{-1} , gde je zabeležen značajan pad. Zaključak da brzinski režim 1950 min^{-1} predstavlja režim relaksiranijeg rada motora u pogledu naprezanja izazvanih torzionim oscilacijama bio bi skroz pogrešan. Rezultati

6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV

podrobnije analize, koji slede, pokazaće da je situacija upravo suprotna, i da se u bliskoj okolini brzinskog režima 1950 min^{-1} nalazi kritično radno područje motora koje bi pri ispitivanjima na probnom stolu, a možda i u eksploataciji motora nakon njegove ugradnje u vozilo, trebalo izbegavati.

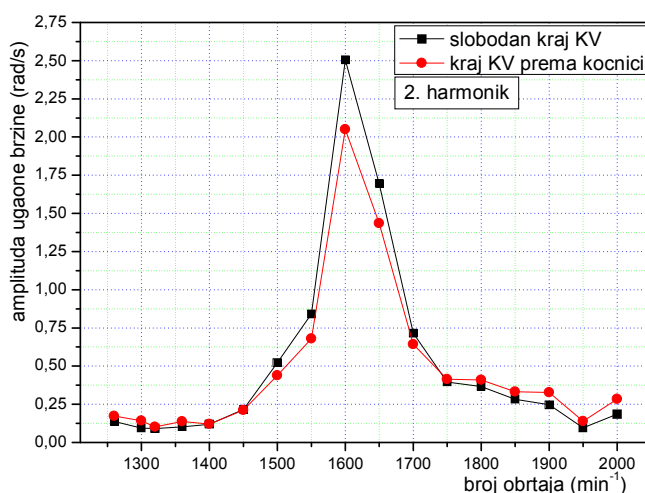
Sa leve strane slika 6.40 do 6.42 i 6.45 do 6.74, koje slede, prikazane su brojne vrednosti, zavisnosti veličina amplituda uticajnijih motorskih harmonika varijacija ugaonih brzina kolenastog vratila u funkciji od broja obrtaja iz skupa prva 24. motorska harmonika. Oznaka A_{m1} se odnosi na amplitude ugaone brzine slobodnog kraja kolenastog vratila, a A_{m2} na amplitude ugaone brzine kraja kolenastog vratila prema kočnici. Ispitaće se mogućnost da se analizom ovih harmonika odrede sopstvene kružne frekvencije torzionog oscilovanja ispitivanog dinamičkog sistema i kritični rezonantni brojevi obrtaja motora vezani za određene oblike oscilovanja.

$n \text{ (min}^{-1}\text{)}$	$A_{m1} \text{ (rad/s)}$	$A_{m2} \text{ (rad/s)}$
1260	1,1839	0,1317
1300	1,2257	0,1055
1320	1,3332	0,1096
1350	1,4400	0,0739
1400	1,5365	0,0508
1450	1,6394	0,0195
1500	1,7937	0,0440
1550	1,9093	0,1162
1600	2,0793	0,1933
1650	2,2786	0,2914
1700	2,4999	0,4064
1750	2,7692	0,5872
1800	3,0940	0,8141
1850	3,6970	1,2552
1900	0,9455	0,9663
1950	14,0205	12,9128
2000	6,8057	3,5328



Slika 6.40 – Zavisnost veličina amplituda $1\frac{1}{2}$. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

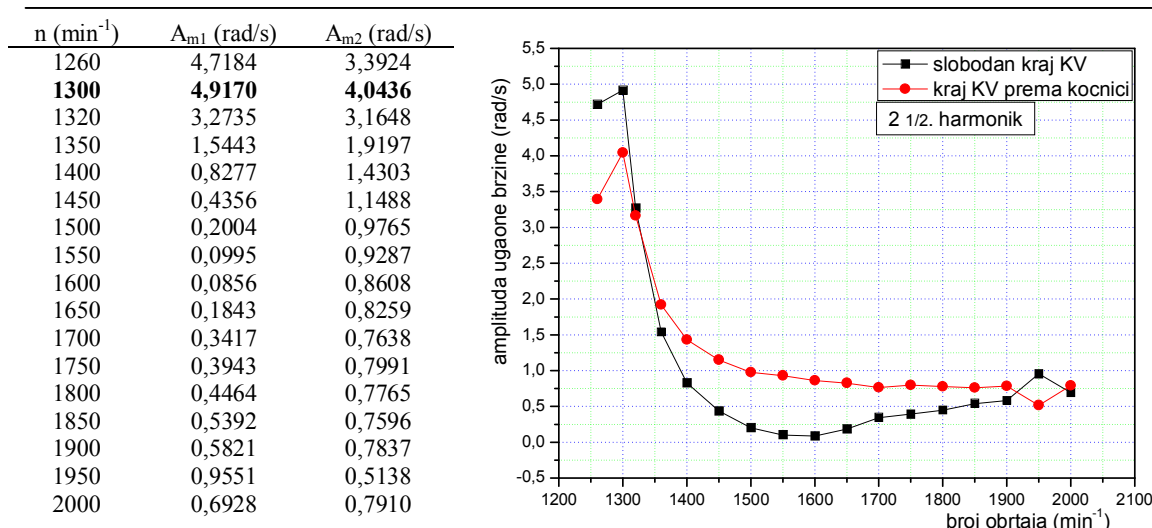
$n \text{ (min}^{-1}\text{)}$	$A_{m1} \text{ (rad/s)}$	$A_{m2} \text{ (rad/s)}$
1260	0,1377	0,1736
1300	0,0949	0,1423
1320	0,0850	0,1023
1350	0,1026	0,1370
1400	0,1126	0,1328
1450	0,2158	0,2111
1500	0,5217	0,4388
1550	0,8415	0,6792
1600	2,2869	2,2372
1650	1,6955	1,4348
1700	0,7148	0,6420
1750	0,3952	0,4147
1800	0,3667	0,4102
1850	0,2823	0,3314
1900	0,2479	0,3272
1950	0,0860	0,1309
2000	0,1849	0,2842



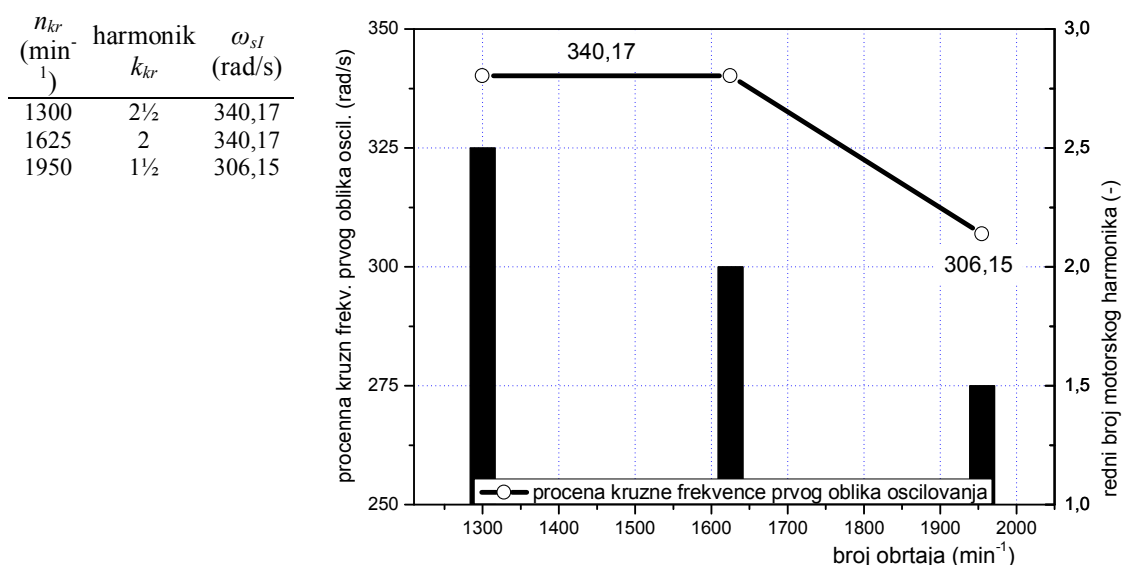
Slika 6.41 – Zavisnost veličina amplituda 2. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

Krenuće se od motorskih harmonika reda $1\frac{1}{2}$. (slika 6.40), 2. (slika 6.41) i $2\frac{1}{2}$. (slika 6.42), pošto analize na osnovu polazne varijante EDTS upućuju na mogućnost da su u njima sadržane informacije o prvom obliku oscilovanja.

6. Analiza međusobne zavisnosti pobudnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.42 – Zavisnost veličina amplituda 2½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja



Slika 6.43 – Procena sopstvene kružne frekvencije prvog oblika oscilovanja datog dinamičko-torzionog sistema

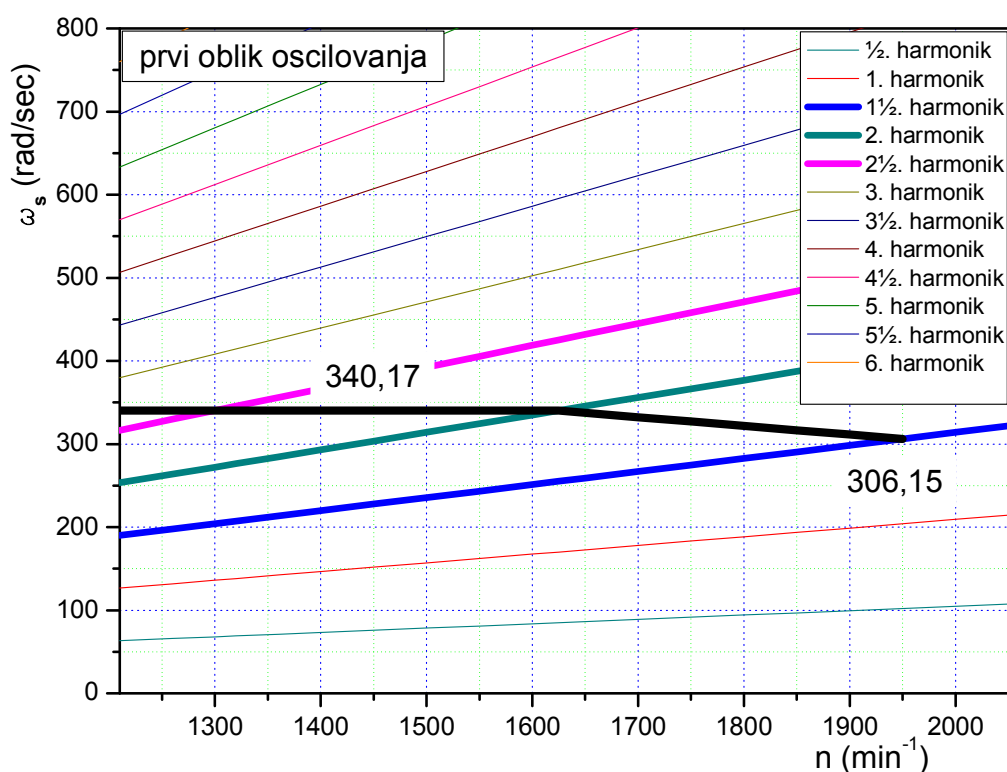
Na dijagramu prikazanom na slici 6.40 se uočava izrazit pik fluktuacija ugaonih brzina 1½. motorskog harmonika pri 1950 min⁻¹ (nešto više od 14 rad/s na slobodnom kraju i skoro 13 rad/s na suprotnom kraju kolenastog vratila). Sa dijagrama na slikama 6.41 i 6.42 se, takođe, uočava izrazit porast amplituda varijacija ugaonih brzina pri procenjenih 1625 min⁻¹ do 1650 min⁻¹ (2. motorski harmonik) i 1300 min⁻¹ (2½. motorski harmonik), iz čega se može zaključiti da su na tim brzinskim režimima 2. i 2½. harmonik pobudnih momenata u rezonanci. Sada je na osnovu poznatog obrasca koji će se primenjivati u svim sličnim slučajevima na dalje:

$$\omega_s = \frac{n_{kr} \cdot k_{kr} \cdot \pi}{30} \quad (6.1)$$

moгуće proceniti sopstvenu kružnu frekvenciju prvog oblika oscilovanja datog dinamičkog sistema (ω_{sl}), kao što je to prikazano na slici 6.43.

Na rezonantnom broju obrtaja 1950 min^{-1} se primećuje izrazit pad sopstvene kružne frekvencije prvog oblika oscilovanja (slika 6.43). Prateći horizontalni deo izlomljene linije na slici 6.43 koji diktiraju 2. i $2\frac{1}{2}$. motorski harmonik, bilo bi očekivano da $1\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata svoje maksimalno rezonantno delovanje ostvari pri 2166 min^{-1} , što je izvan radnog i ispitivanog brzinskog područja motora. Moglo bi se reći da su varijacije sopstvenih frekvencija oscilovanja pojava koja ne iznenađuje mnogo, ali ovako nagli pad od približno 15% nije uobičajena pojava. Pretpostavka da se u ovom slučaju pod uticajem snažnog motorskog harmonika pobudnih momenata reda $1\frac{1}{2}$. javljaju enormno velike amplitude torzionih oscilacija će se u nastavku pokazati tačnom. Sa stanovišta torzionih oscilacija, motorski harmonici redova 2. i $2\frac{1}{2}$. spadaju u grupu manje opasnih harmonika u odnosu na $1\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata, čije podpadanje pod red potencionalno opasnih minornih harmonika očigledno dolazi do punog izražaja. Rezonantno delovanje $1\frac{1}{2}$. motorskog harmonika zbog fazne razlike između pobudnih momenata, očigledno ostavlja mnogo dublji trag u odnosu na susedene rezonante motorske harmonike, pa će se uočenoj pojavi posvetiti posebna pažnja u tačkama 8. i 9. koje slede.

Rezultati prethodno objašnjene procene sopstvene kružne frekvence prvog oblika oscilovanja su dati i na Kembelovom (Campbell) dijagramu prikazanom na slici 6.44.

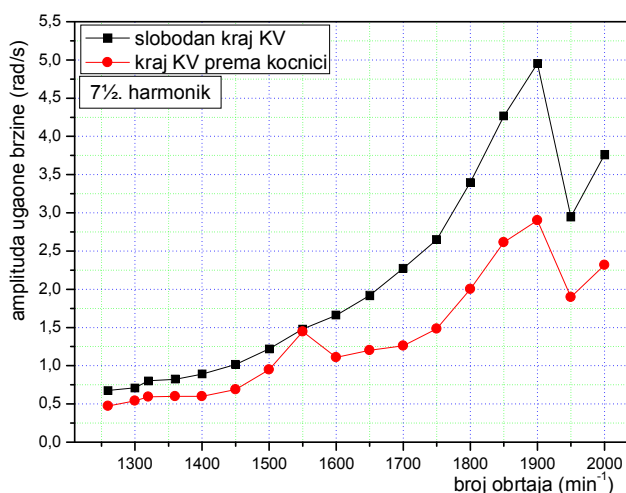


Slika 6.44 – Kembelov dijagram za prvi oblik oscilovanja

Na slikama od 6.44 do 6.74 su, redom, na levoj strani tabelarno prikazane brojne vrednosti, a na desnoj strani odgovarajući dijagrami zavisnosti veličina amplituda $7\frac{1}{2}$., 8., $8\frac{1}{2}$., 9., $9\frac{1}{2}$., 10., $10\frac{1}{2}$., 11., $11\frac{1}{2}$., 12., $12\frac{1}{2}$., 13., $13\frac{1}{2}$., 14., $14\frac{1}{2}$., 15., $15\frac{1}{2}$., 16., $16\frac{1}{2}$., 17., $17\frac{1}{2}$., 18., $18\frac{1}{2}$., 19., $19\frac{1}{2}$., 20. i $20\frac{1}{2}$., 21., $21\frac{1}{2}$., i 22. motorskog harmonika fluktuacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog vratila u funkciji od broja obrtaja, za koje se može pretpostaviti da u sebi nose informacije o višim oblicima oscilovanja.

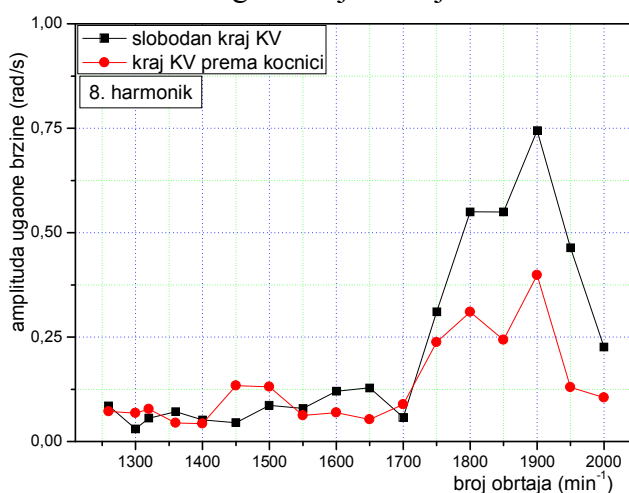
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV

n (min^{-1})	A_{m1} (rad/s)	A_{m2} (rad/s)
1260	0,6757	0,4721
1300	0,7122	0,5396
1320	0,7920	0,5886
1350	0,8224	0,5992
1400	0,8953	0,6089
1450	1,0159	0,6854
1500	1,2207	1,3364
1550	1,4812	1,4453
1600	1,6594	1,1095
1650	1,9174	1,2005
1700	2,2753	1,2614
1750	2,6487	1,4834
1800	3,3984	2,0034
1850	4,2646	2,6154
1900	4,9532	2,9000
1950	2,8699	1,8285
2000	3,7612	2,3179



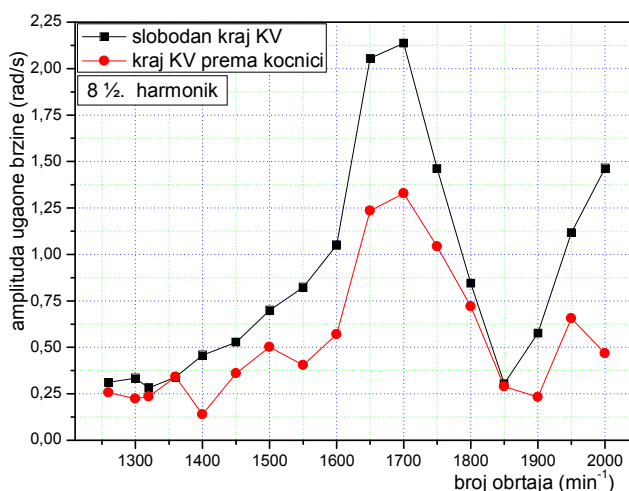
Slika 6.45 – Zavisnost veličina amplituda 7½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

n (min^{-1})	A_{m1} (rad/s)	A_{m2} (rad/s)
1260	0,0853	0,0718
1300	0,0305	0,0678
1320	0,0556	0,0774
1350	0,0716	0,0445
1400	0,0519	0,0428
1450	0,0452	0,1335
1500	0,0863	0,1308
1550	0,0793	0,0623
1600	0,1202	0,0692
1650	0,1288	0,0530
1700	0,0577	0,0887
1750	0,3101	0,2375
1800	0,5500	0,3101
1850	0,5493	0,2430
1900	0,7446	0,3982
1950	0,4642	0,1300
2000	0,2260	0,1050



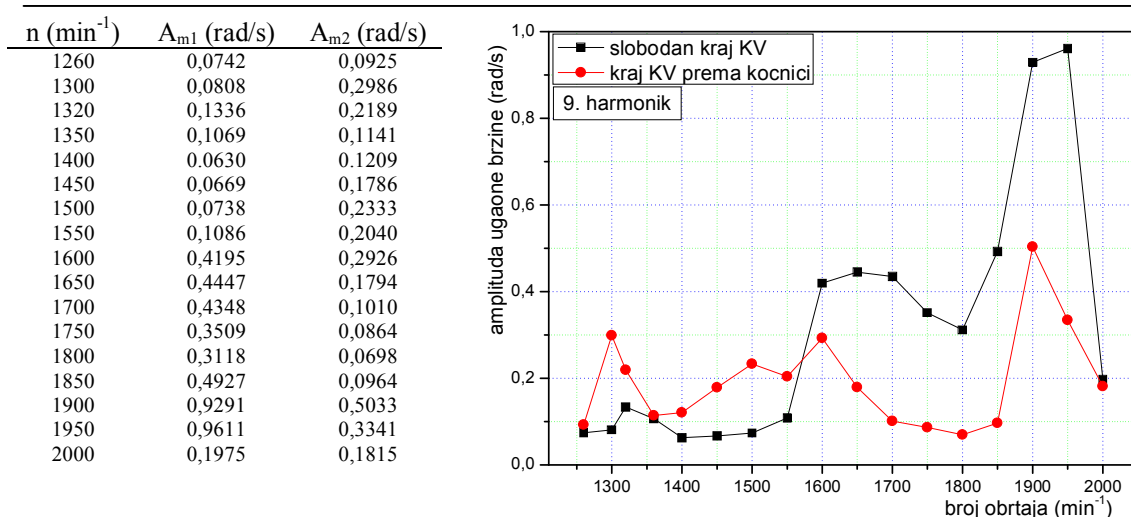
Slika 6.46 – Zavisnost veličina amplituda 8. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

n (min^{-1})	A_{m1} (rad/s)	A_{m2} (rad/s)
1260	0,3126	0,2572
1300	0,3340	0,2241
1320	0,2824	0,2352
1350	0,3398	0,3407
1400	0,4577	0,1393
1450	0,5265	0,3603
1500	0,6990	0,5016
1550	0,8231	0,4042
1600	1,0499	0,5703
1650	1,2353	1,2353
1700	2,1358	1,3285
1750	1,4619	1,0434
1800	0,8441	0,7204
1850	0,3041	0,2893
1900	0,5762	0,2330
1950	1,1157	0,6561
2000	1,4633	0,4679

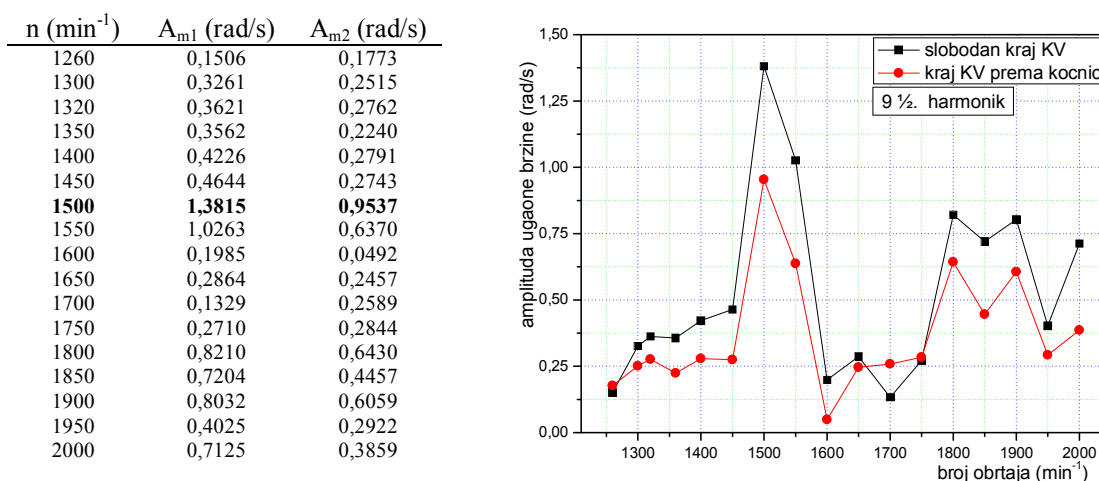


Slika 6.47 – Zavisnost veličina amplituda 8½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

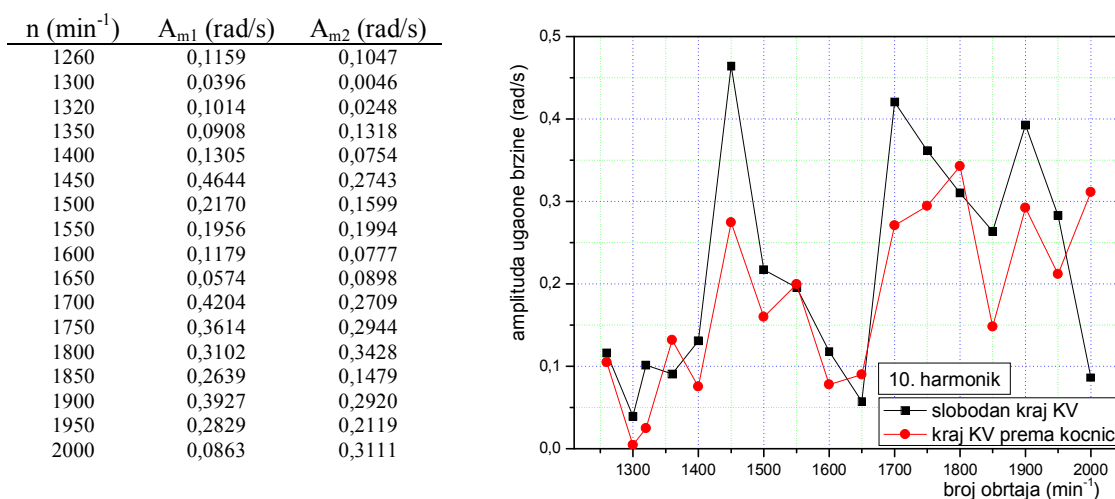
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.48 – Zavisnost veličina amplituda 9. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

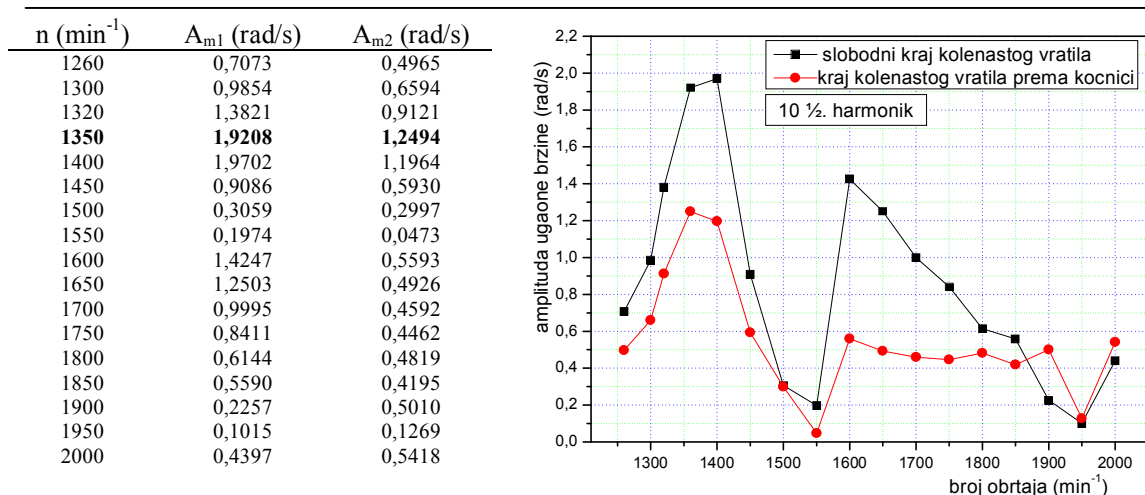


Slika 6.49 – Zavisnost veličina amplituda 9½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

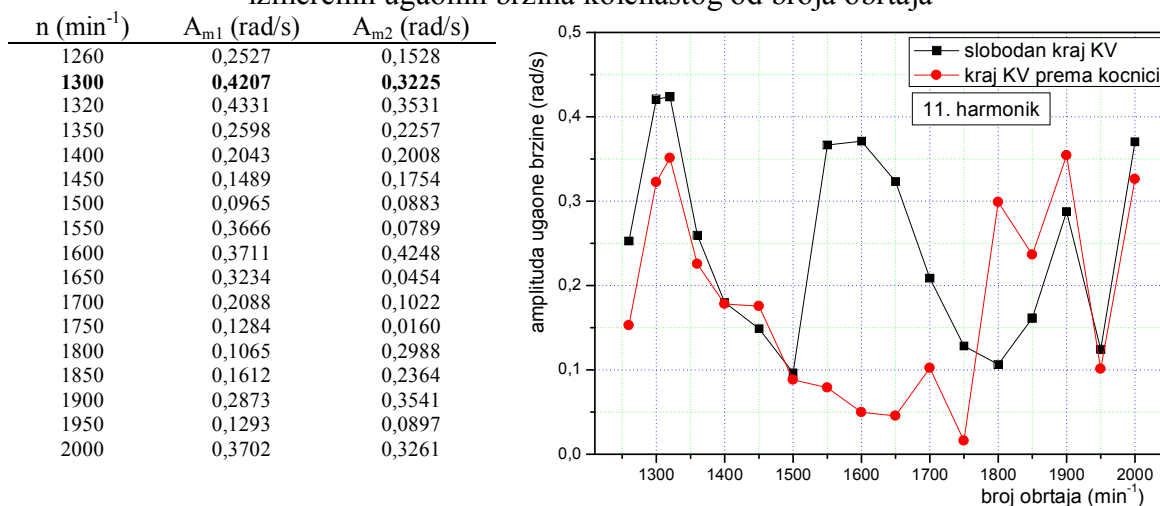


Slika 6.50 – Zavisnost veličina amplituda 10. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

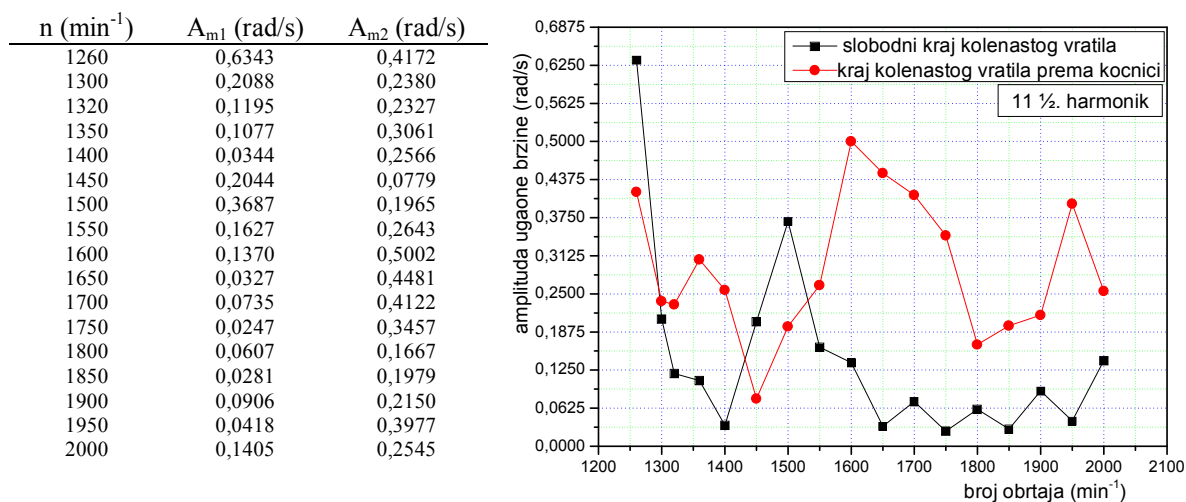
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.51 – Zavisnost veličina amplituda 10½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

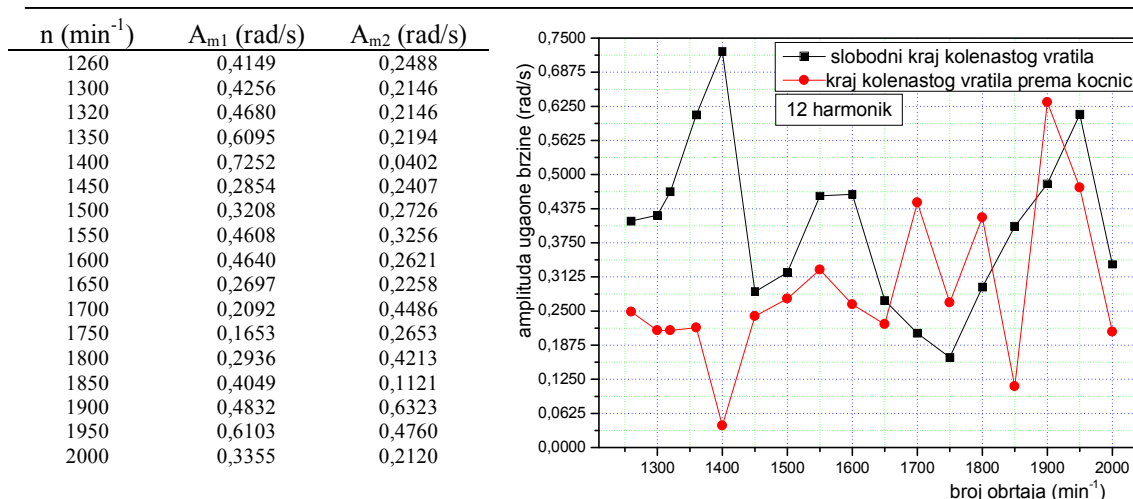


Slika 6.52 – Zavisnost veličina amplituda 11. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

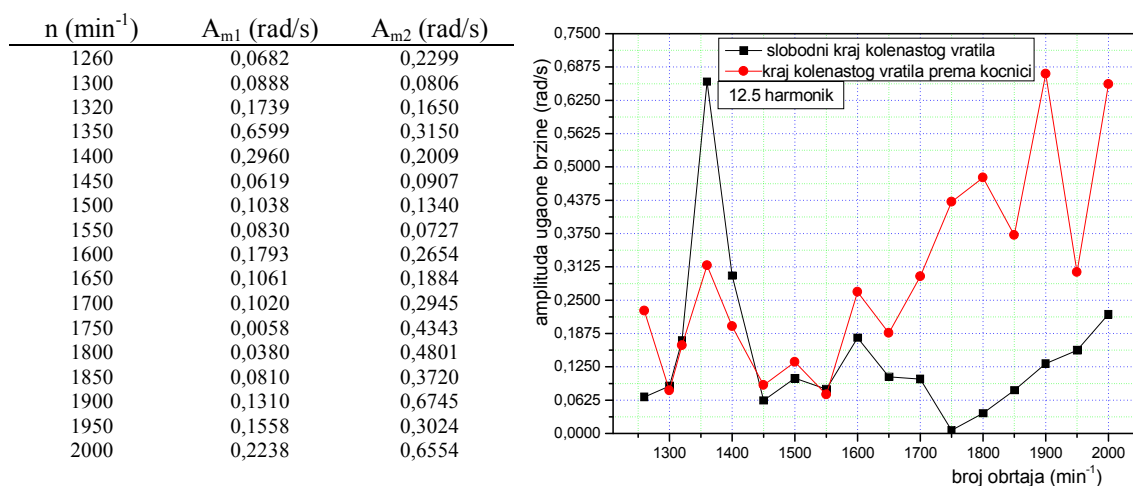


Slika 6.53 – Zavisnost veličina amplituda 11½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

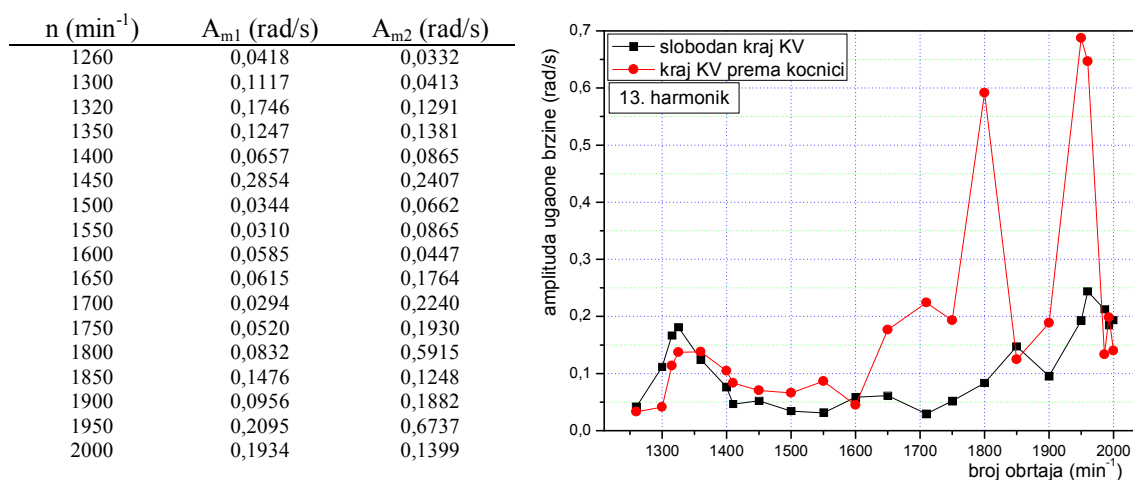
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.54 – Zavisnost veličina amplituda 12. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja



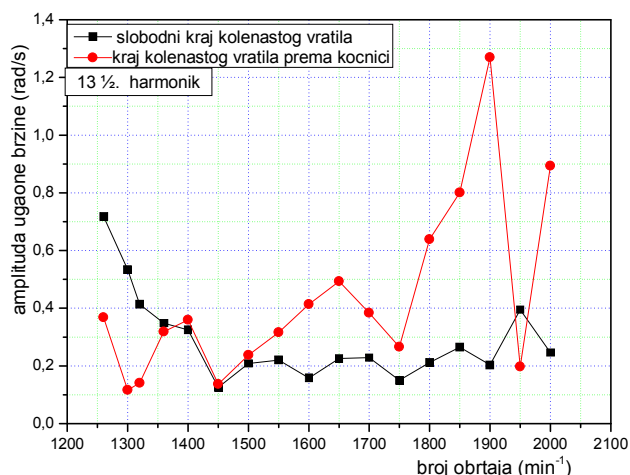
Slika 6.55 – Zavisnost veličina amplituda 12½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja



Slika 6.56 – Zavisnost veličina amplituda 13. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

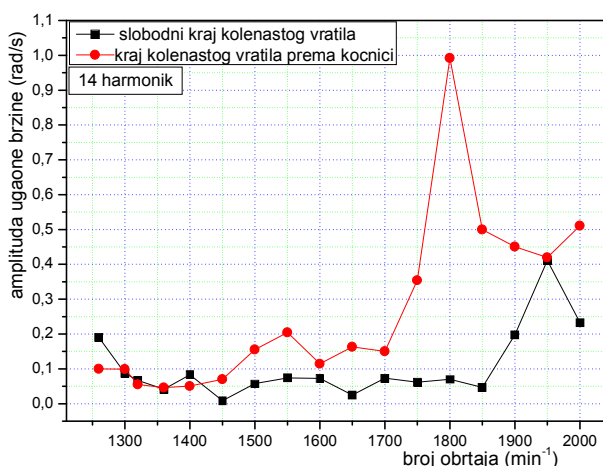
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV

n (min ⁻¹)	A_{m1} (rad/s)	A_{m2} (rad/s)
1260	0,7177	0,3678
1300	0,5343	0,1161
1320	0,4135	0,1410
1350	0,3482	0,3188
1400	0,3249	0,3596
1450	0,1259	0,1368
1500	0,2088	0,2378
1550	0,2205	0,3164
1600	0,1577	0,4134
1650	0,2258	0,4929
1700	0,2290	0,3836
1750	0,1499	0,2658
1800	0,2112	0,6383
1850	0,2650	0,8007
1900	0,2035	1,2697
1950	0,3950	0,1973
2000	0,2459	0,8933



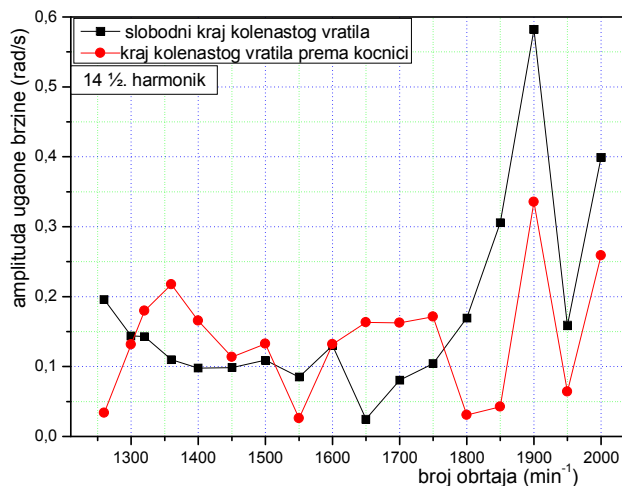
Slika 6.57 – Zavisnost veličina amplituda 13½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

n (min ⁻¹)	A_{m1} (rad/s)	A_{m2} (rad/s)
1260	0,1906	0,0996
1300	0,0873	0,0992
1320	0,0667	0,0553
1350	0,0418	0,0465
1400	0,0833	0,0511
1450	0,0089	0,0699
1500	0,0578	0,1557
1550	0,0741	0,2046
1600	0,0730	0,1145
1650	0,0250	0,1631
1700	0,0733	0,1500
1750	0,0616	0,3544
1800	0,0700	0,9920
1850	0,0470	0,4998
1900	0,1984	0,4508
1950	0,4112	0,4199
2000	0,2328	0,5105



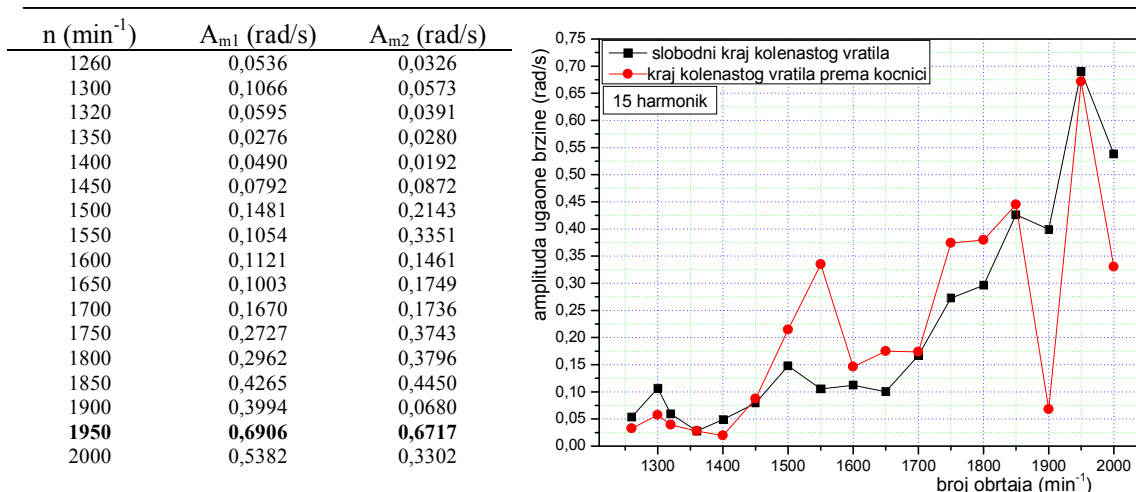
Slika 6.58 – Zavisnost veličina amplituda 14. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

n (min ⁻¹)	A_{m1} (rad/s)	A_{m2} (rad/s)
1260	0,1958	0,0336
1300	0,1438	0,1314
1320	0,1430	0,1796
1350	0,1099	0,2175
1400	0,0976	0,1655
1450	0,0983	0,1136
1500	0,1092	0,1325
1550	0,0851	0,0260
1600	0,1301	0,1318
1650	0,0250	0,1631
1700	0,0804	0,1625
1750	0,1041	0,1713
1800	0,1696	0,0306
1850	0,3058	0,0424
1900	0,5820	0,3353
1950	0,1589	0,0640
2000	0,3991	0,2588

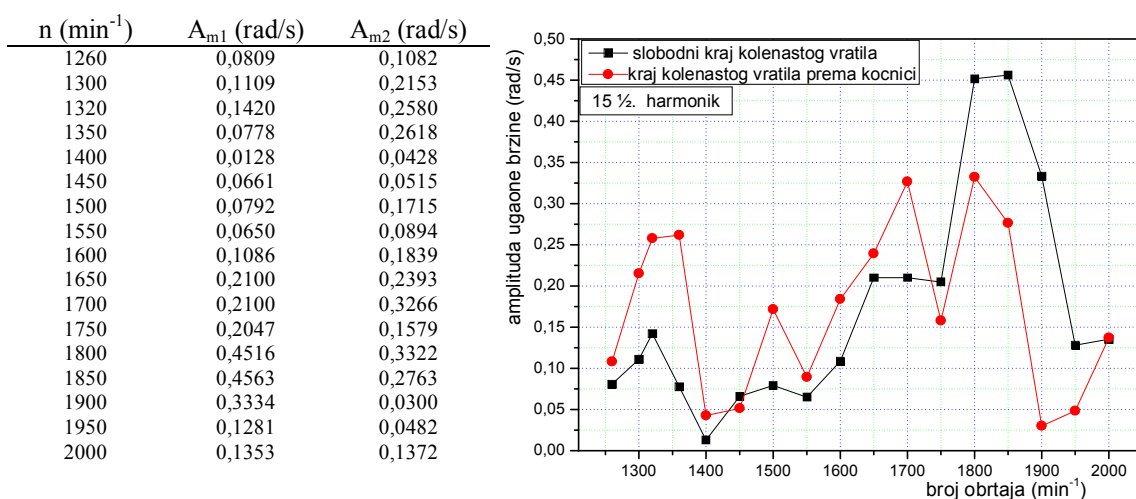


Slika 6.59 – Zavisnost veličina amplituda 14½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

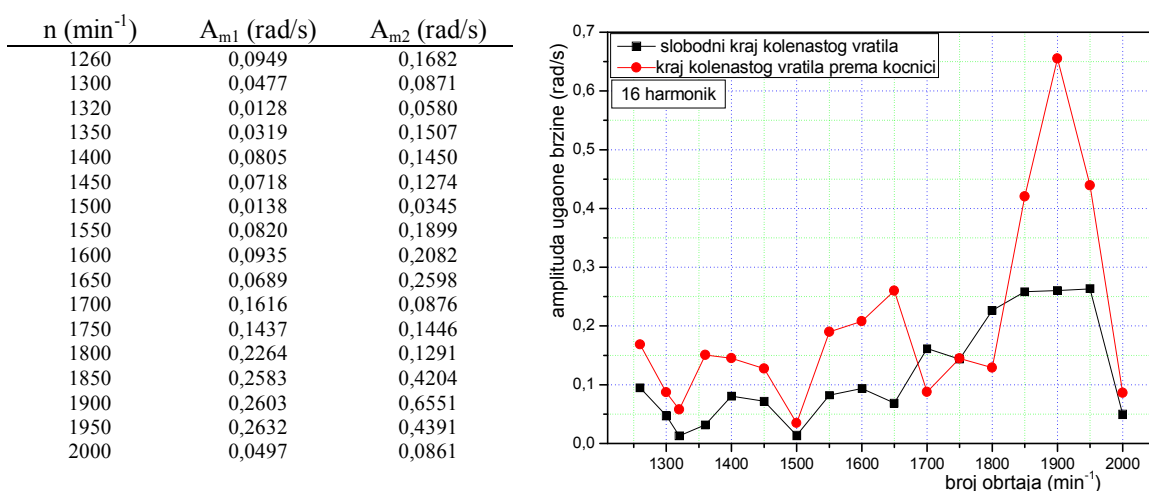
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.60 – Zavisnost veličina amplituda 15. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja



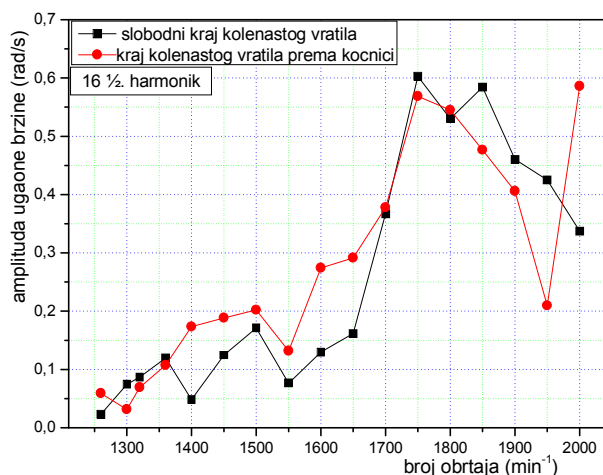
Slika 6.61 – Zavisnost veličina amplituda 15½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja



Slika 6.62 – Zavisnost veličina amplituda 16. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

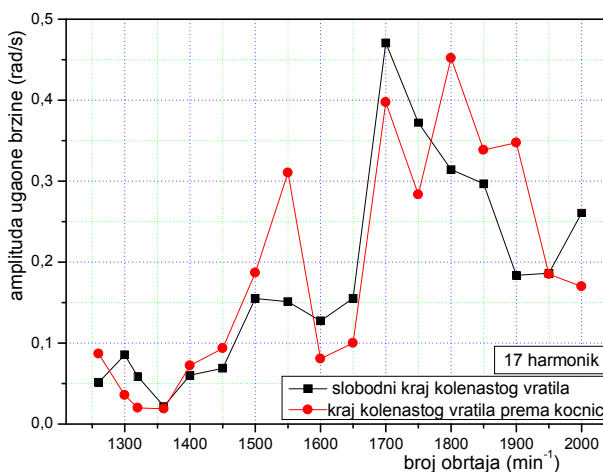
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV

n (min^{-1})	A_{m1} (rad/s)	A_{m2} (rad/s)
1260	0,0233	0,0591
1300	0,0742	0,0315
1320	0,0871	0,0691
1350	0,1197	0,1073
1400	0,0482	0,1734
1450	0,1248	0,1884
1500	0,1709	0,2022
1550	0,0762	0,1318
1600	0,1298	0,2740
1650	0,1618	0,2913
1700	0,3672	0,3780
1750	0,6027	0,5685
1800	0,5301	0,5449
1850	0,5842	0,4765
1900	0,4604	0,4057
1950	0,4251	0,2098
2000	0,3375	0,5859



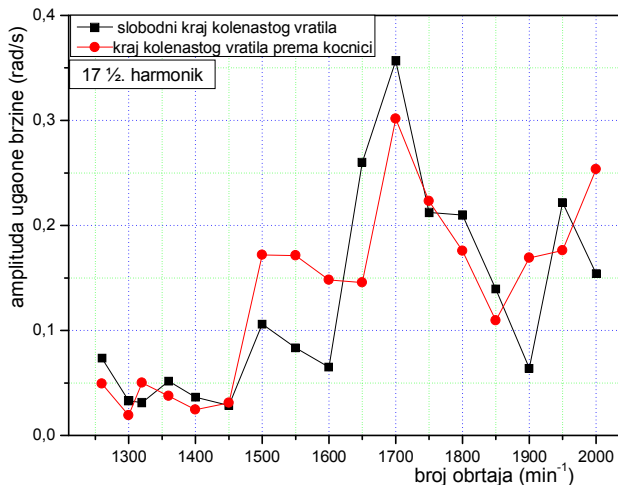
Slika 6.63 – Zavisnost veličina amplituda 16½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

n (min^{-1})	A_{m1} (rad/s)	A_{m2} (rad/s)
1260	0,0515	0,0867
1300	0,0855	0,0357
1320	0,0587	0,0199
1350	0,0220	0,0189
1400	0,0605	0,0722
1450	0,0689	0,0935
1500	0,1551	0,1869
1550	0,1510	0,3103
1600	0,1272	0,0806
1650	0,1553	0,1001
1700	0,4709	0,3975
1750	0,3722	0,2833
1800	0,3142	0,4521
1850	0,2968	0,3384
1900	0,1838	0,3475
1950	0,1862	0,1850
2000	0,2608	0,1700



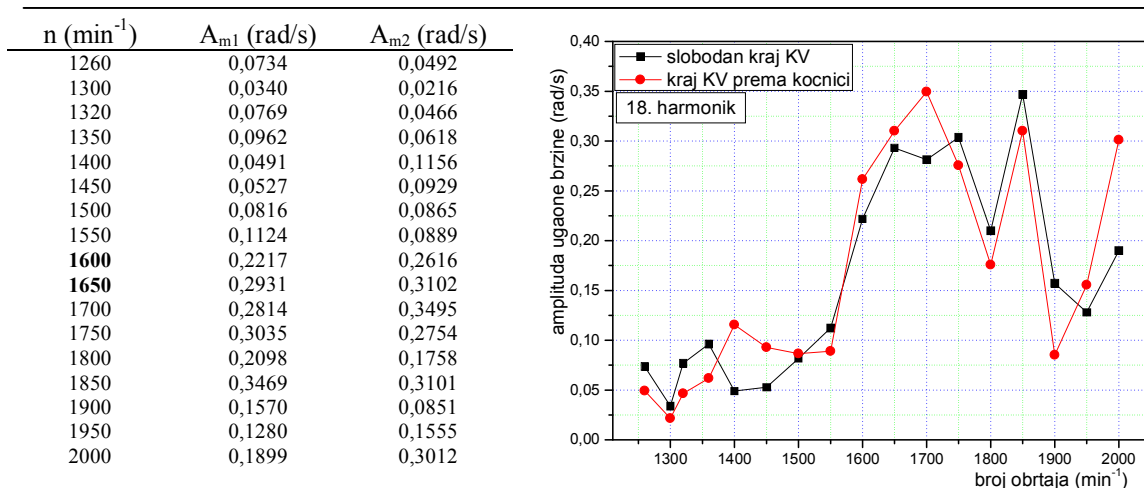
Slika 6.64 – Zavisnost veličina amplituda 17. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

n (min^{-1})	A_{m1} (rad/s)	A_{m2} (rad/s)
1260	0,0734	0,0492
1300	0,0331	0,0190
1320	0,0313	0,0501
1350	0,0516	0,0375
1400	0,0364	0,0244
1450	0,0286	0,0309
1500	0,1061	0,1720
1550	0,0833	0,1713
1600	0,0650	0,1480
1650	0,2601	0,1456
1700	0,3569	0,3015
1750	0,2124	0,2232
1800	0,2098	0,1758
1850	0,1394	0,1095
1900	0,0641	0,1691
1950	0,2219	0,1761
2000	0,1541	0,2535

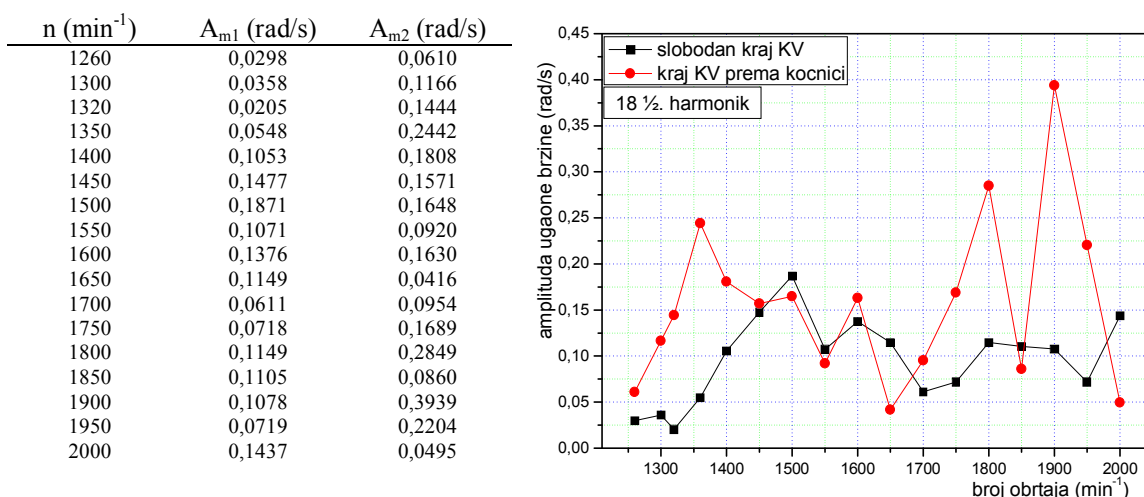


Slika 6.65 – Zavisnost veličina amplituda 17½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

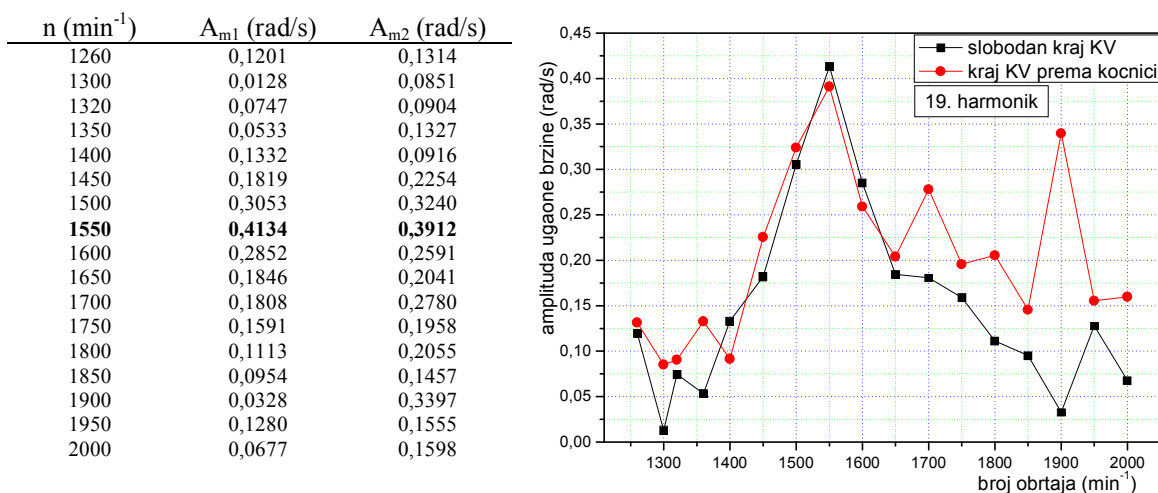
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.66 – Zavisnost veličina amplituda 18. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

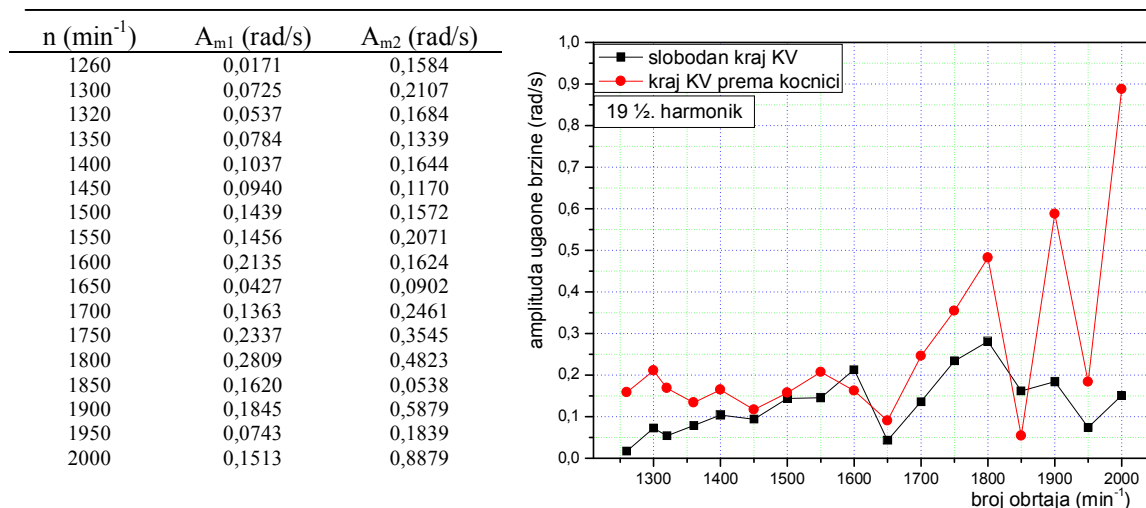


Slika 6.67 – Zavisnost veličina amplituda 18½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

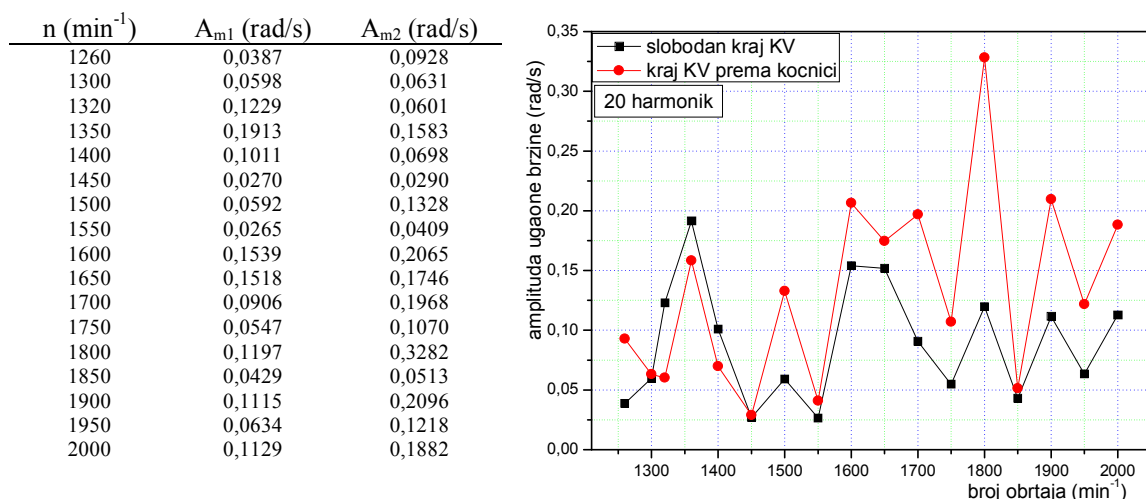


Slika 6.68 – Zavisnost veličina amplituda 19. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

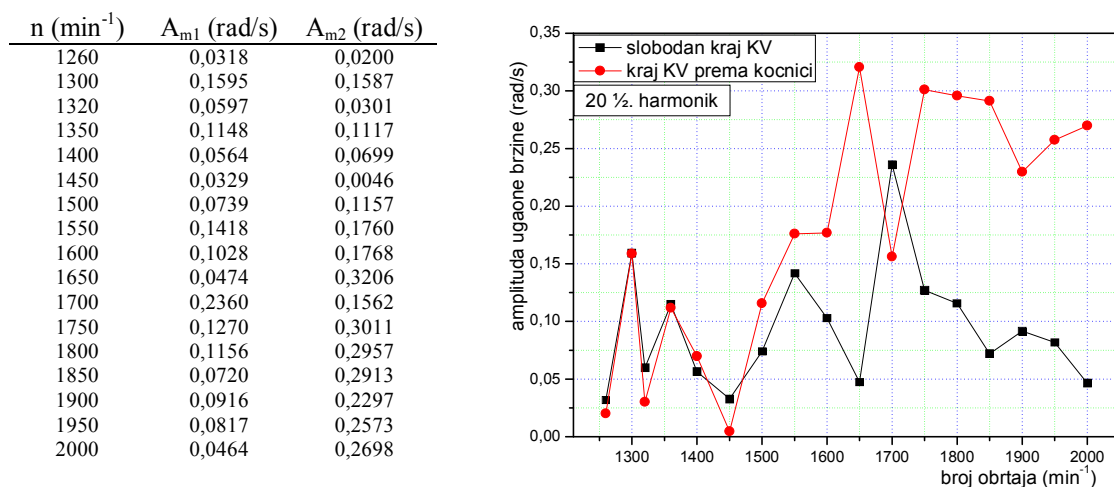
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.69 – Zavisnost veličina amplituda 19½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

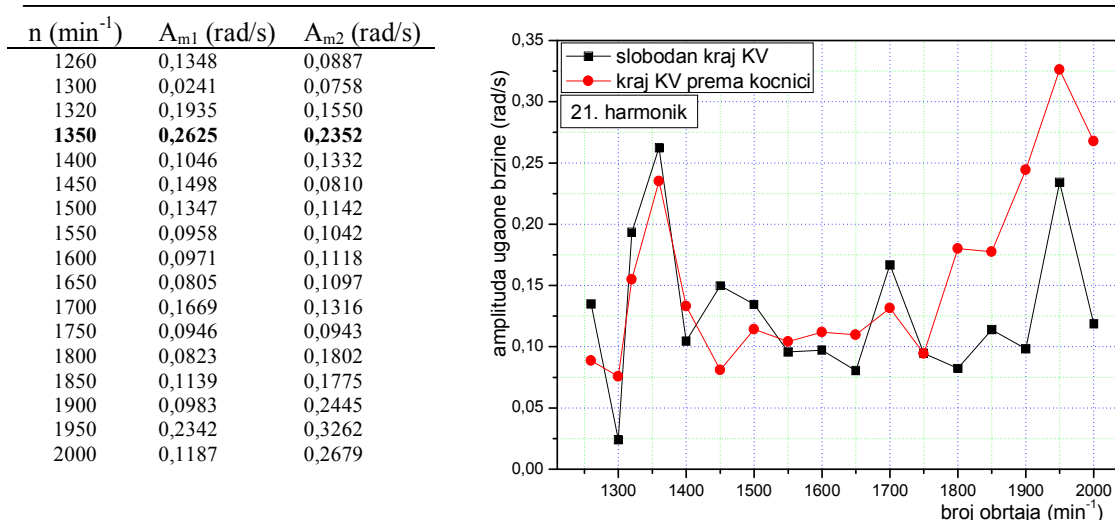


Slika 6.70– Zavisnost veličina amplituda 20. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

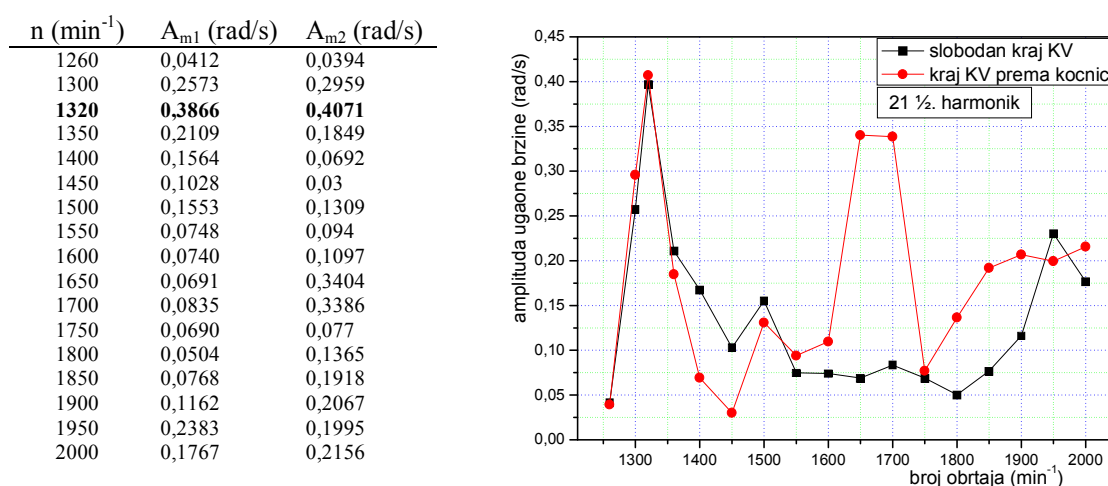


Slika 6.71 – Zavisnost veličina amplituda 20½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

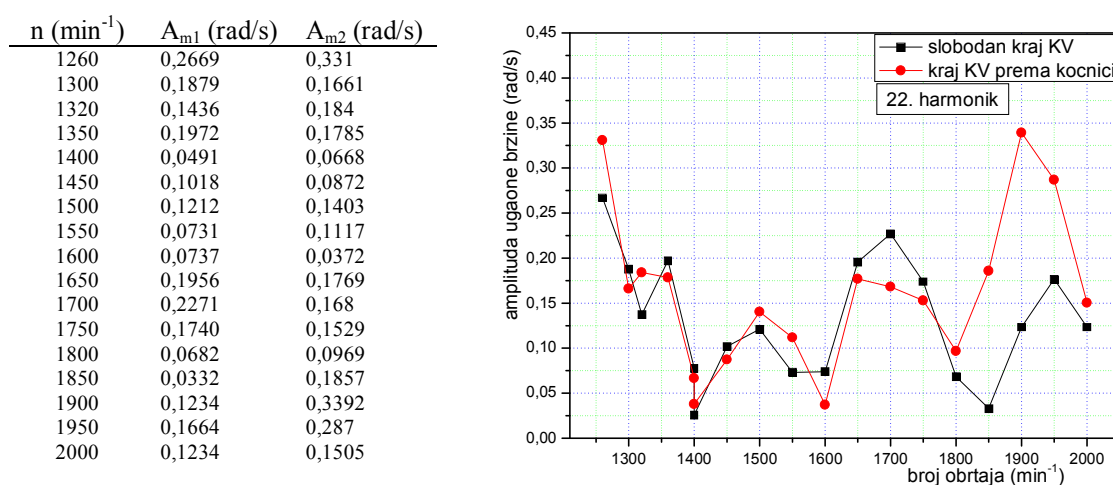
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.72 – Zavisnost veličina amplituda 21. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja



Slika 6.73 – Zavisnost veličina amplituda 21½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

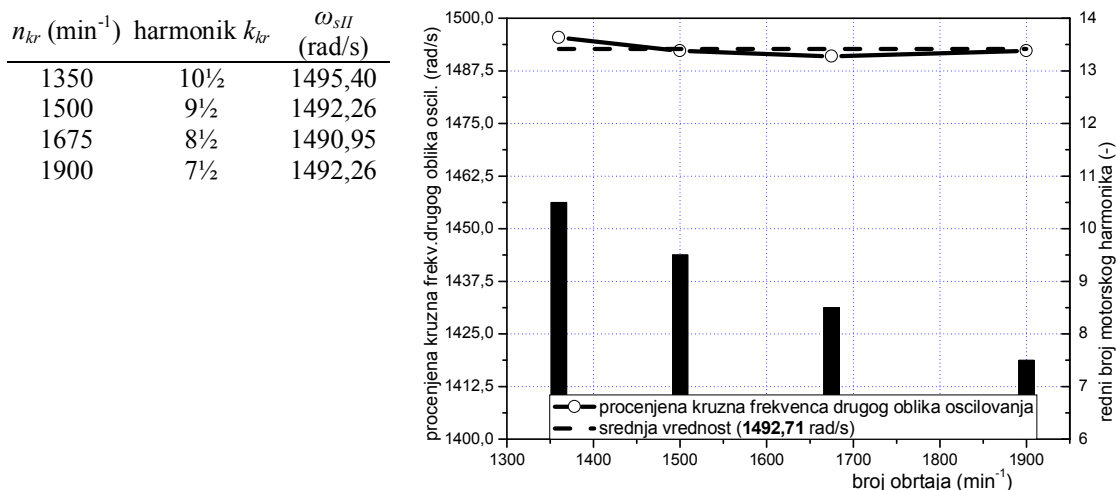


Slika 6.74 – Zavisnost veličina amplituda 22. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

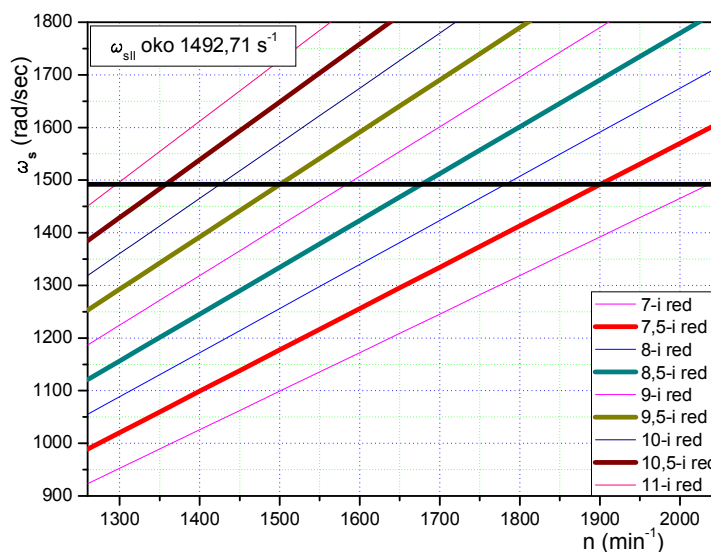
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV

Na sličan način kao što je procenjena kružna frekvencija prvog oblika slobodnog oscilovanja, pokušaće se proceniti kružne frekvencije drugog i trećeg oblika slobodnog oscilovanja. Harmonijska analiza izmerenih ugaonih brzina ukazuju da su:

- informacije o kružnoj frekvenciji drugog oblika slobodnog oscilovanja sadržane u nekim od uticajnijih motorskih harmonika od $7\frac{1}{2}$. do 11.,
- informacije o kružnoj frekvenciji trećeg oblika slobodnog oscilovanja sadržane u nekim od uticajnijih motorskih harmonika od 15. do $21\frac{1}{2}$.



Slika 6.75– Procena sopstvene kružne frekvencije drugog oblika oscilovanja ispitivanog dinamičko-osilatornog sistema



Slika 6.76 – Kembelov dijagram za drugi oblik oscilovanja

Traganja za kružnim frekvencijama četvrtog i viših oblika slobodnog oscilovanja ispitivanog sistema se teško mogu ostvariti, a osim toga i nemaju neki praktični smisao. Takve informacije mogu biti sadržane samo u višim harmonicima izmerenih ugaonih brzina, čije su amplitude jako male. Ovi oblici oscilovanja su proizvodi viših rezonantnih harmonika pobudnih momenata, koji takođe imaju male amplitude. Realno je očekivati da ovi oblici oscilovanja nemaju veliki uticaj na nivo torzionih oscilacija u sistemu, a samim tim i na fluktuacije ugaonih brzina, ili da su van radnog područja

motora. S druge strane, zbog neizbežnih grešaka u primenjenom konceptu merenja tokova ugaonih brzina kolenastog vratila, sasvim je moguće da se vrednosti viših harmonika varijacija ugaonih brzina nalaze u domenu greške merenja.

Rezultati procene sopstvene kružne frekvencije drugog oblika oscilovanja prikazani su na slici 6.75, a potvrda da je ovakav slučaj moguć se jasno može videti i na odgovarajućem Kembelovom dijagramu prikazanom na slici 6.76.

Pri traganju za informacijama o sopstvenoj kružnoj frekvenciji drugog oblika oscilovanja (ω_{sII}) krenulo se od $7\frac{1}{2}$. harmonika varijacija ugaonih brzina (slika 6.45). Taj minorski motorski harmonik ima neuobičajeno visoke amplitude fluktuacija ugaonih brzina sa izrazitim pikovima pri broju obrtaja 1900 min^{-1} i na slobodnom kraju kolenastog vratila ($4,9532 \text{ rad/s}$) i na suprotnom kraju prema kočnici ($2,9 \text{ rad/s}$). Ni amplitude harmonika pobudnih momenata reda $7\frac{1}{2}$. nemaju zanemarljive vrednosti (slika 6.1.4). Dakle, realno se može pretpostaviti da je na 1900 min^{-1} , $7\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata u rezonanci. Ovaj podatak je već dovoljan da se proceni kružna frekvencija drugog oblika oscilovanja prema jednačini (6.1). Bliske vrednost sopstvene kružne frekvence drugog oblika oscilovanja prema jednačini (6.1) se mogu dobiti ako se uzmu u obzir sledeći dominantni harmonici:

- $8\frac{1}{2}$. motorski harmonik za koga se osnovano može pretpostaviti da je u rezonanci pri broju obrtaja oko 1675 min^{-1} (slika 6.47),
- $9\frac{1}{2}$. motorski harmonik za koga se osnovano može pretpostaviti da je u rezonanci pri broju obrtaja oko 1500 min^{-1} (slika 6.49),
- $10\frac{1}{2}$. motorski harmonik za koga se osnovano može pretpostaviti da je u rezonanci pri broju obrtaja oko 1350 min^{-1} (slika 6.51).

Na ostalim harmonocima iz domena od $7\frac{1}{2}$. do 11. se mogu nazreti, ali ne i jasno razlučiti informacije o sopstvenoj kružnoj frekvenciji drugog oblika oscilovanja, što je posledica ili niskih vrednosti odgovarajućih amplituda pobudnih momenata tih harmonika ili grupa kojim ti harmonici pripadaju.

U ovom trenutku je važno zapaziti da, iako u ovom području mora biti u rezonanci i 9. motorski harmonik pobudnih momenata, koji zbog činjenice da kolenasto vratilo ima šest kolena spada u grupu glavnih, majorskih harmonika, njegov uticaj na fluktuacije ugaonih brzina je dosta nejasan (slika 6.48), prvenstveno zato što je nivo torzionih oscilacija pri rezonantnom dejstvu 9. motorskog harmonika pobudnih momenata po drugom obliku oscilovanja dosta nizak.

Dijagram na slici 6.75 pokazuje da se ovakvim postupkom ne može dobiti egzaktna vrednost sopstvene kružne frekvencije drugog oblika oscilovanja, već područje u kome bi ona trebalo da se nalazi, odnosno neka orijentaciona srednja vrednost. Tačnija procena brojeva obrtaja pri kojima su u punoj rezonanci pojedini harmonici pobudnih momenata se mogla dobiti da su merene ugaone brzine kolenastog vratila na SBK sa manjim korakom promene brojeva obrtaja od 50 min^{-1} , koliko je taj korak iznosio u eksperimentalnom delu ovog rada. To bi u najracionalnijem slučaju značilo da se eksperimenti izvedu u dve faze, tako da se u prvoj fazi lociraju orijentaciona područja rezonantnih brojeva obrtaja pojedinih harmonika za određene oblike oscilovanja (kako je i ovde prikazano), a da se u drugoj fazi sa sitnijim korakom promene broja obrtaja (npr. 10 min^{-1}), izvrši nova serija merenja u okolinama prethodno lociranih brojeva obrtaja kolenastog vratila. No, i u tom slučaju ne treba očekivati konstantnu vrednost

sopstvene frekvencije oscilovanja po nekom obliku oscilovanja za sve locirane kritične brojeve obrtaja, zbog niza faktora, a pre svega zbog različitih nivoa prigušenja.

Kod traganja za informacijama o sopstvenoj kružnoj frekvenciji trećeg oblika oscilovanja (ω_{sIII}) izgleda najlogičnije da treba poći od 15. i 19. motorskog harmonika koji imaju najjasnije rastuće–opadajuće forme. Na osnovu povišenih nivoa amplituda izmerenih ugaonih brzina može se osnovano pretpostaviti da su 15. harmonik na 1950 min^{-1} (slika 6.60), i 19. harmonik na 1550 min^{-1} (slika 6.68) u rezonanci.

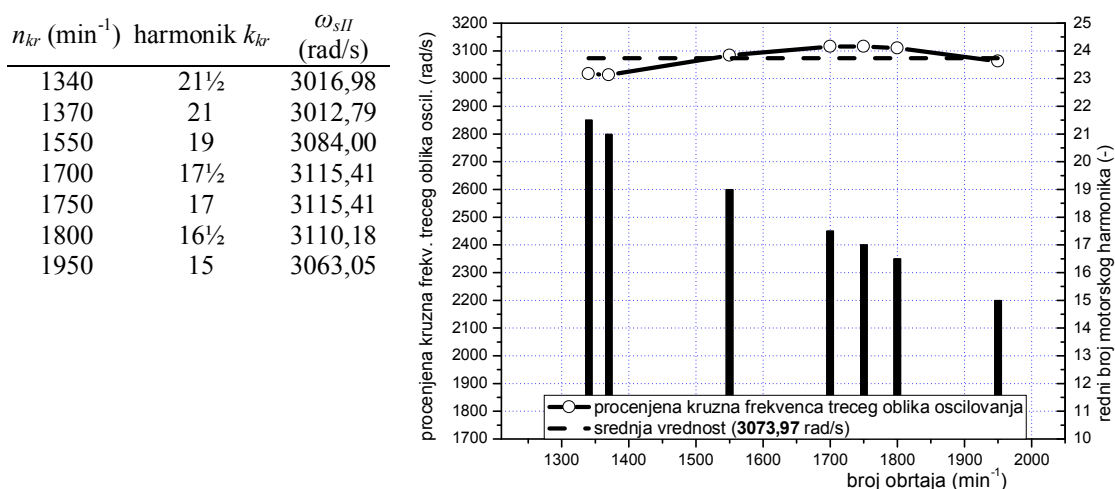
Pri proceni koji bi još motorski harmonici varijacija ugaonih brzina iz dijapazona od 15. do $21\frac{1}{2}$. mogli u sebi nositi prepoznatljive informacije o vrednosti sopstvene kružne frekvencije trećeg oblika oscilovanja, logično je uzeti u obzir prethodna dva harmonika (15. i 19.) kao repere. Na osnovu jednačine (6.1), moglo bi se zaključiti da slične informacije pružaju i:

- $16\frac{1}{2}$. motorski harmonik koji ima seriju povišenih amplituda sa pikovima levo i desno oko 1800 min^{-1} (slika 6.63),
- 17. motorski harmonik koji ima seriju povišenih amplituda sa pikovima levo i desno oko 1750 min^{-1} (slika 6.64),
- $17\frac{1}{2}$. motorski harmonik za koga se osnovano može pretpostaviti da je u rezonanci pri broju obrtaja oko 1700 min^{-1} (slika 6.65), pri čemu treba naglasiti da i 18. motorski harmonik ima pik na istom broju obrtaja (slika 6.66), što je, mora se priznati, malo zbunjujuće. Ako bi pratili tendenciju prethodno analiziranog $17\frac{1}{2}$. harmonika, realno je očekivati da bi 18. motorski harmonik svoje maksimalno rezonantno dejstvo trebalo da ostvari pri približno 1650 min^{-1} . Ova pojava postaje još zagonetnija s obzirom da su amplitude 18. motorskog harmonika pobudnih momenata u proseku oko tri puta veće od amplituda $17\frac{1}{2}$. motorskog harmonika. Kada bi ovaj majorski harmonik pobudnih momenata podpadao pod prvi oblik oscilovanja, neizbežno bi ostavio vidan uticaj na varijacije izmerenih ugaonih brzina kolenastog vratila motora. Međutim, po trećem obliku oscilovanja njegov uticaj na torzione oscilacije kolenastog vratila je očigledno vrlo mali, što se može dokazati tek nakon konačne procene odnosa relativnih amplituda ovog oblika oscilovanja metodama zasnovanim na Holcerovom principu.
- 21. motorski harmonik ugaonih brzina ima povišene amplitude na broju obrtaja 1350 min^{-1} (slika 6.72), mada bi se bolje uklapanje sa prethodno analiziranim 15. i 19. motorskim harmonicima moglo dobiti ako bi se taj pik nalazio na 1370 min^{-1} , što bi se možda i potvrdilo, da je izvršeno merenje na tom broju obrtaja.
- $21\frac{1}{2}$. motorski harmonik ima povišene amplitude na broju obrtaja 1310 min^{-1} (slika 6.73), mada bi se bolje poklapanje sa već orijentaciono procenjenom vrednošću tražene sopstvene kružne frekvence, moglo dobiti kada bi se taj pik nalazio na 1340 min^{-1} , što bi se, takođe, možda i potvrdilo da je izvršeno merenje na tom minutnom broju obrtaja.

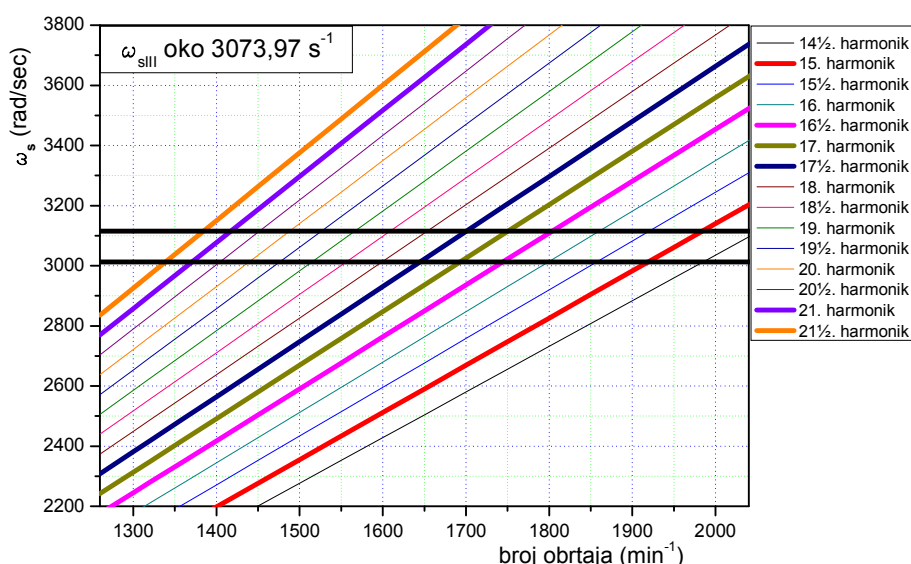
Rezultati procene sopstvene kružne frekvencije trećeg oblika oscilovanja datog dinamičkog sistema prikazani su na slici 6.77, a mogu se jasno videti i na odgovarajućem Kembelovom dijagramu prikazanom na slici 6.78.

Na Kembelovom dijagramu (slika 6.78) dve horizontalne crne linije predstavljaju područje za koje se pretpostavlja da se u njemu nalazi vrednost kružne frekvence trećeg oblika oscilovanja. Dosta širok prostor između ove dve linije ukazuje da je procena sopstvene kružne frekvencije trećeg oblika torzionog oscilovanja na osnovu fluktacija ugaonih brzina kolenastog vratila dosta otežana, kao što je predhodno i navedeno. Jedan

od bitnih faktora ove pojave svakako je greška merenja sadržana u procenjenim ugaonim brzinama.



Slika 6.77 – Procena sopstvene kružne frekvencije trećeg oblika oscilovanja datog dinamičko-oscilatornog sistema



Slika 6.78 – Kembelov dijagram za treći oblik oscilovanja

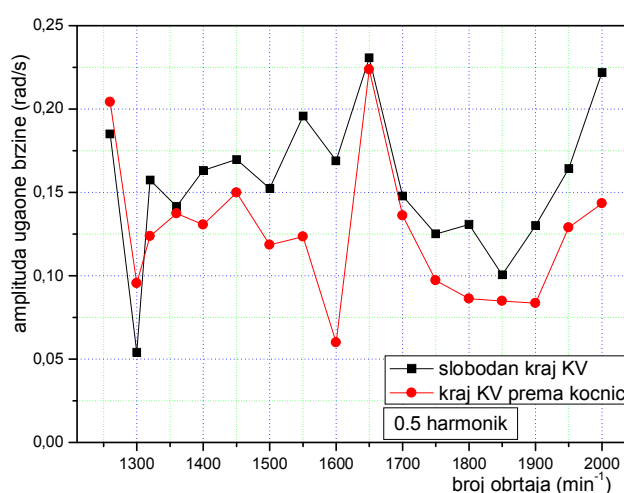
Na kraju, pažnja bi se morala posvetiti i niskim, nerezonantnim ali "snažnim" motorskim harmonicima izmerenih ugaonih brzina, odnosno odgovarajućih pobodnih momenata. To se odnosi na:

- ½. motorski harmonik za koga su na slici 6.79 prikazane zavisnosti veličina amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina od broja obrtaja motora,
- 1. motorski harmonik za koga su na slici 6.80 prikazane zavisnosti veličina amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina od broja obrtaja motora,
- 3. motorski harmonik za koga su na slici 6.81 prikazane zavisnosti veličina amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina od broja obrtaja motora,
- 3½. motorski harmonik za koga su na slici 6.82 prikazane zavisnosti veličina amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina od broja obrtaja motora,

6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV

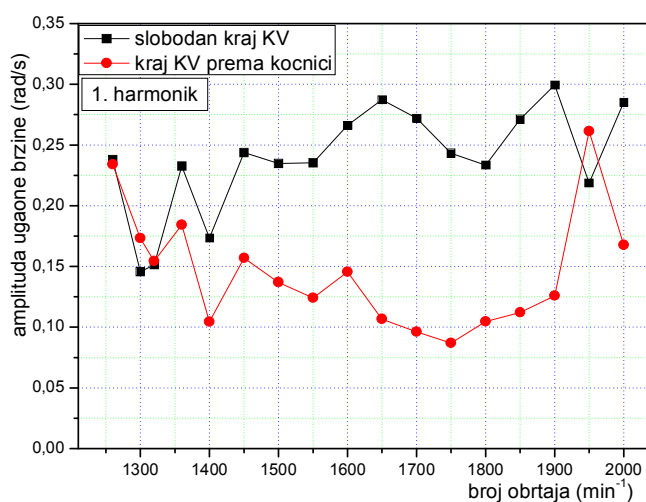
- 4. motorski harmonik za koga su na slici 6.83 prikazane zavisnosti veličina amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina od broja obrtaja motora,
- 4½. motorski harmonik za koga su na slici 6.84 prikazane zavisnosti veličina amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina od broja obrtaja motora,
- 5. motorski harmonik za koga su na slici 6.85 prikazane zavisnosti veličina amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina od broja obrtaja motora,
- 5½. motorski harmonik za koga su na slici 6.86 prikazane zavisnosti veličina amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina od broja obrtaja motora
- 6. motorski harmonik za koga su na slici 6.87 prikazane zavisnosti veličina amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina od broja obrtaja motora,
- 6½. motorski harmonik za koga su na slici 6.88 prikazane zavisnosti veličina amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina od broja obrtaja motora, i
- 7. motorski harmonik za koga su na slici 6.89 prikazane zavisnosti veličina amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina od broja obrtaja motora.

n (min ⁻¹)	A _{m1} (rad/s)	A _{m2} (rad/s)
1260	0,1851	0,2042
1300	0,0541	0,0955
1320	0,1574	0,1238
1350	0,1416	0,1373
1400	0,1632	0,1306
1450	0,1698	0,1499
1500	0,1524	0,1186
1550	0,1956	0,1235
1600	0,1691	0,0600
1650	0,2306	0,2237
1700	0,1479	0,1361
1750	0,1250	0,0972
1800	0,1308	0,0863
1850	0,1005	0,0849
1900	0,1301	0,0835
1950	0,1642	0,1289
2000	0,2221	0,1434



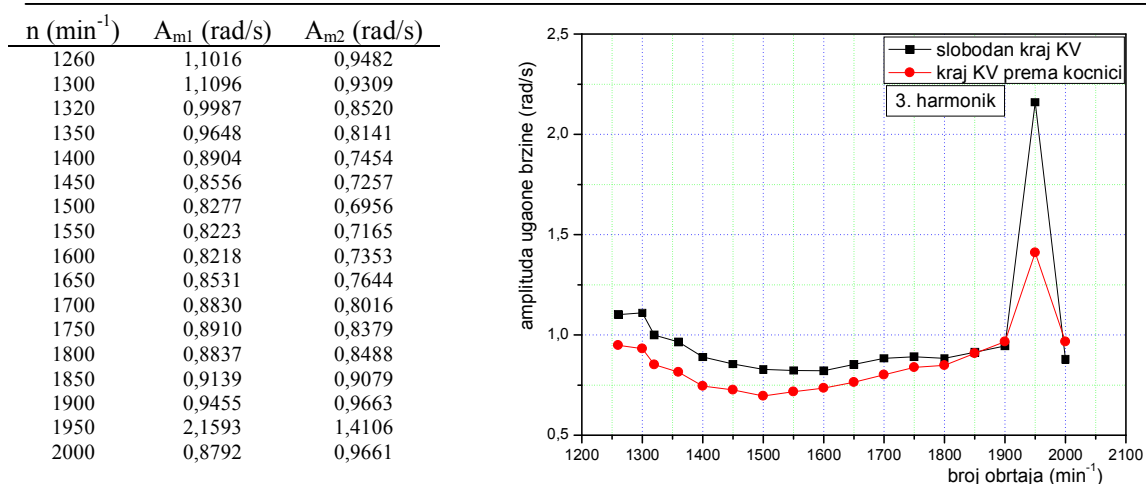
Slika 6.79 – Zavisnost veličina amplituda ½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

n (min ⁻¹)	A _{m1} (rad/s)	A _{m2} (rad/s)
1260	0,2379	0,2340
1300	0,1457	0,1733
1320	0,1513	0,1543
1350	0,2327	0,1842
1400	0,1734	0,1044
1450	0,2438	0,1570
1500	0,2347	0,1368
1550	0,2354	0,1241
1600	0,2663	0,1456
1650	0,2872	0,1066
1700	0,2722	0,0962
1750	0,2433	0,0870
1800	0,2334	0,1046
1850	0,2712	0,1121
1900	0,2995	0,1258
1950	0,2187	0,2613
2000	0,2854	0,1676

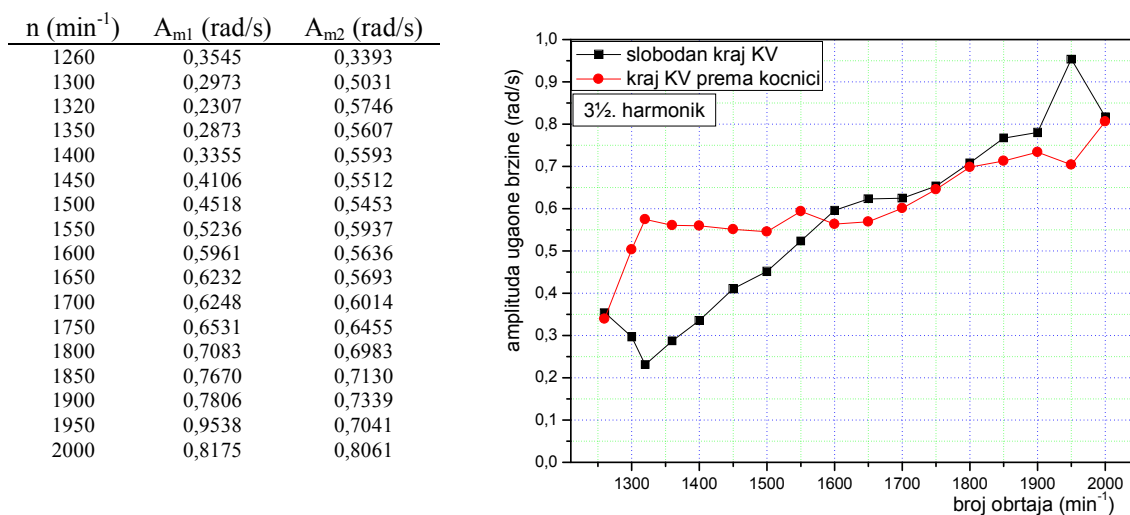


Slika 6.80 – Zavisnost veličina amplituda 1. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

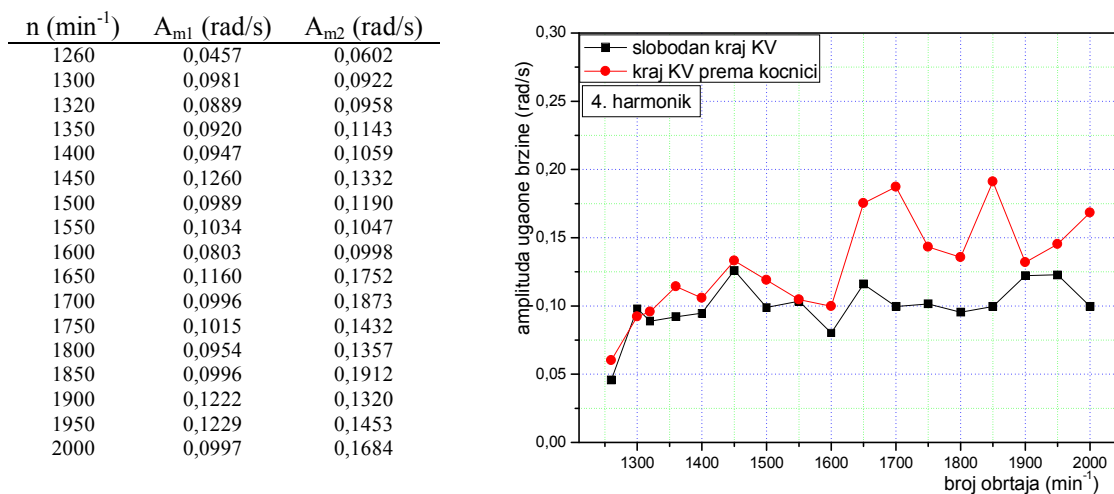
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.81 – Zavisnost veličina amplituda 3. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja



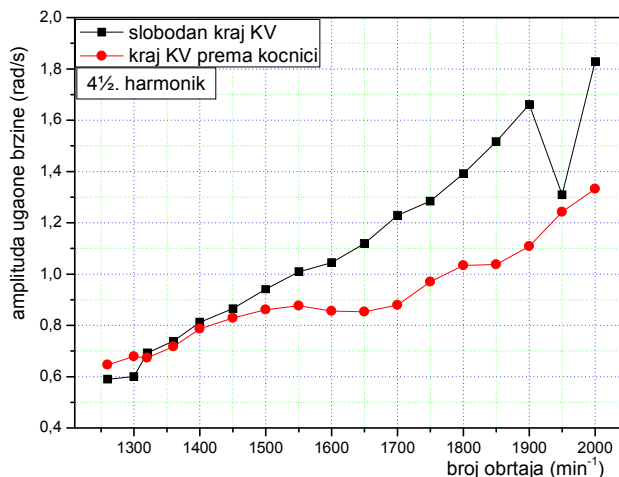
Slika 6.82 – Zavisnost veličina amplituda 3½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja



Slika 6.83 – Zavisnost veličina amplituda 4. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

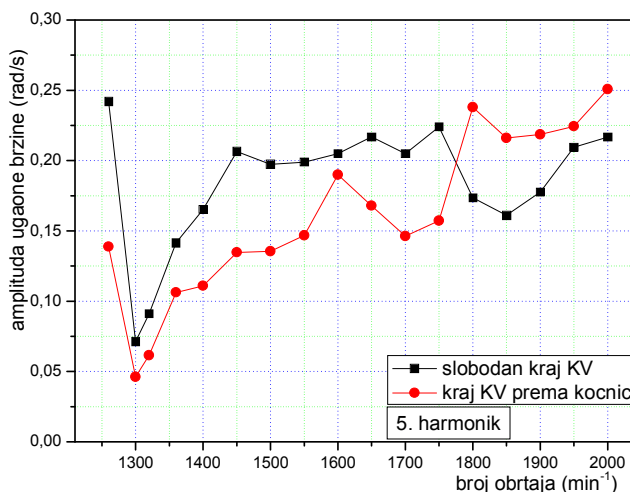
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV

n (min^{-1})	A_{m1} (rad/s)	A_{m2} (rad/s)
1260	0,5900	0,6463
1300	0,6004	0,6786
1320	0,6918	0,6733
1350	0,7392	0,7171
1400	0,8116	0,7869
1450	0,8657	0,8291
1500	0,9409	0,8609
1550	1,0082	0,8764
1600	1,0449	0,8561
1650	1,1191	0,8529
1700	1,2285	0,8787
1750	1,2847	0,9699
1800	1,3917	1,0335
1850	1,5161	1,0375
1900	1,6610	1,1079
1950	1,3095	1,2419
2000	1,8290	1,3321



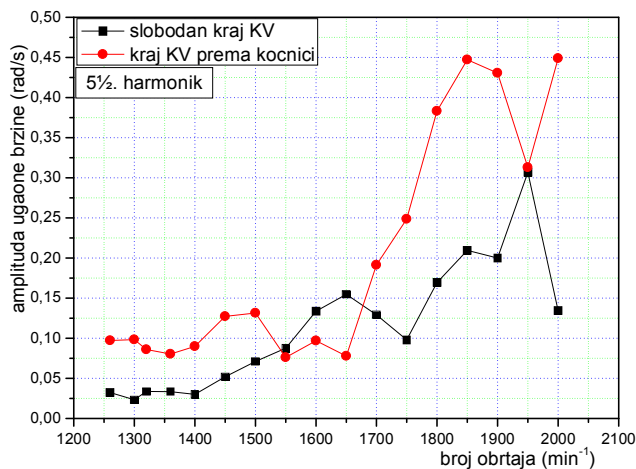
Slika 6.84 – Zavisnost veličina amplituda 4½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

n (min^{-1})	A_{m1} (rad/s)	A_{m2} (rad/s)
1260	0,2421	0,1387
1300	0,0713	0,0462
1320	0,0910	0,0616
1350	0,1416	0,1061
1400	0,1651	0,1109
1450	0,2064	0,1346
1500	0,1973	0,1355
1550	0,1988	0,1468
1600	0,2050	0,1899
1650	0,2169	0,1679
1700	0,2049	0,1463
1750	0,2240	0,1572
1800	0,1736	0,2379
1850	0,1611	0,2160
1900	0,1777	0,2186
1950	0,2095	0,2243
2000	0,2168	0,2508



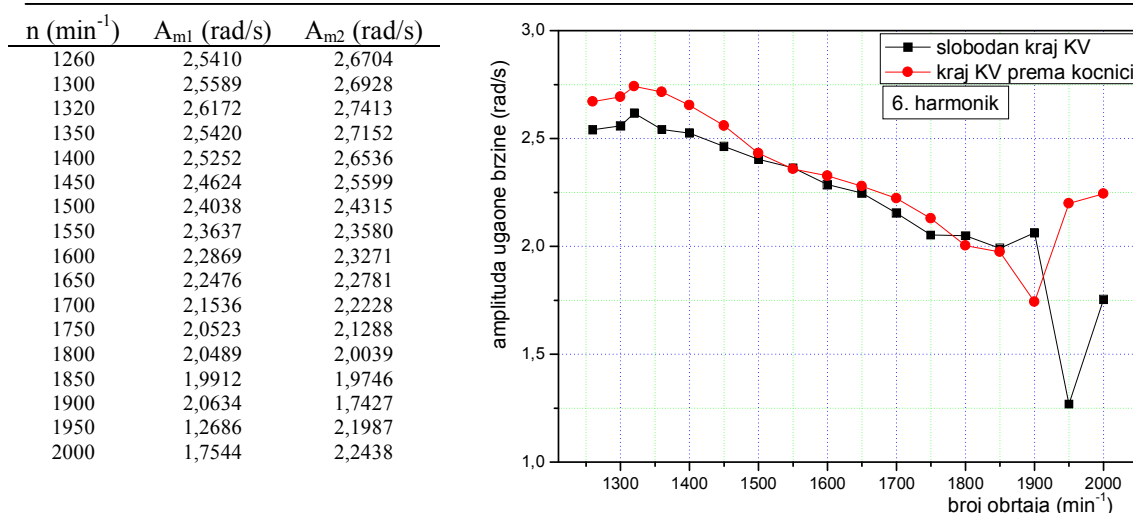
Slika 6.85 – Zavisnost veličina amplituda 5. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

n (min^{-1})	A_{m1} (rad/s)	A_{m2} (rad/s)
1260	0,0322	0,0972
1300	0,0232	0,0982
1320	0,0336	0,0860
1350	0,0335	0,0804
1400	0,0300	0,0900
1450	0,0521	0,1272
1500	0,0712	0,1315
1550	0,0877	0,0761
1600	0,1336	0,0969
1650	0,1548	0,0778
1700	0,1293	0,1914
1750	0,0979	0,2487
1800	0,1695	0,3832
1850	0,2096	0,4471
1900	0,2001	0,4307
1950	0,3067	0,3130
2000	0,1344	0,4489

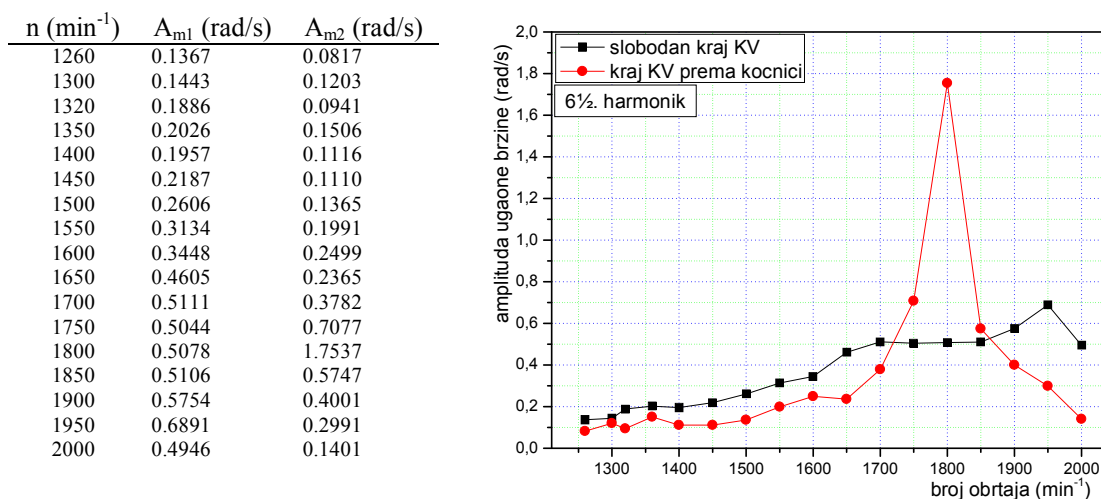


Slika 6.86 – Zavisnost veličina amplituda 5½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

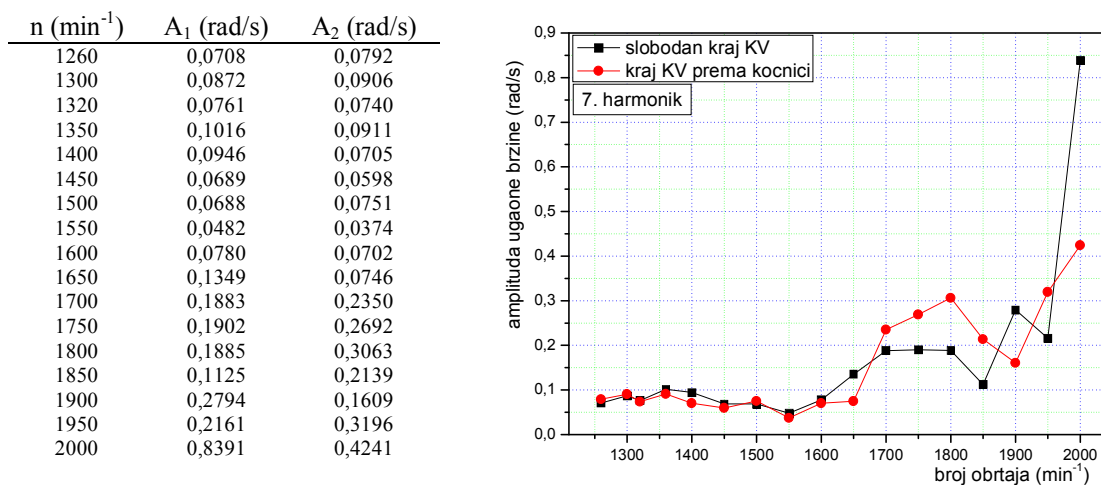
6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV



Slika 6.87 – Zavisnost veličina amplituda 6. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja



Slika 6.88 – Zavisnost veličina amplituda 6½. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja



Slika 6.89 – Zavisnost veličina amplituda 7. motorskog harmonika varijacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog od broja obrtaja

Amplitude varijacija ugaonih brzina pod uticajem snažnog $\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata (slika 6.4) ne prelaze 0,25 rad/s (slika 6.79), a ubedljivo najdominantnijeg 1. motorskog harmonika 0,3 rad/s (slika 6.80). To je posledica činjenice da je dati dinamičko – torzioni sistem tako projektovan, da ova dva motorska harmonika pobudnih momenata i pored velikih amplituda, praktično nemaju značajniji uticaj na torzione oscilacije u sistemu, odnosno na varijacije izmerenih ugaonih brzina. Na Kembelovom dijagramu za prvi oblik oscilovanja (slika 6.44) se jasno vidi da su ova dva harmonika daleko ispod kružne frekvence prvog oblika oscilovanja za sve minutne brojeve motora iz njegovog radnog područja.

Sličan zaključak se može izvesti i za $3\frac{1}{2}$. (slika 6.82), 4. (slika 6.83), i 6. (slika 6.85) motorski harmonik varijacija ugaonih brzina. Amplitude varijacija ugaonih brzina 4. i 5. motorskog harmonika su sasvim umerene (ispod 0,2 rad/s na slobodnom kraju vratila, odnosno 0,25 rad/s na suprotnom kraju), i pored toga što 4. i 5. motorski harmonik pobudnih momenata spadaju u grupu prvih osam dominantnih harmonika po veličinama svojih amplituda. Nešto veći uticaj na varijacije ugaonih brzina ima $3\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata (ispod 0,95 rad/s), čija amplituda je na četvrtom mestu dominantnosti, odmah iza 1., $1\frac{1}{2}$., i 2. harmonika (slika 6.4).

Kod varijacija ugaonih brzina $4\frac{1}{2}$. motorskog harmonika (slika 6.84) se primećuje rast sa povećanjem broja obrtaja verovatno zato što i odgovarajući harmonici pobudnih momenata pokazuje isti trend (slika 6.4). Zapažaju se nešto veće amplitude varijacija ugaonih brzina na suprotnim krajevima (oko 1,2 i 1,8 rad/s na 2000 min^{-1}) u odnosu na susedne 4. i 5. motorske harmonike koji imaju slične vrednosti amplituda pobudnih momenata kao i $4\frac{1}{2}$. harmonik. Stiče se utisak da zbirnim delovanjem u rezonantnom području oko 1950 min^{-1} , $1\frac{1}{2}$. i $7\frac{1}{2}$. motorski harmonik prigušuju udeo $4\frac{1}{2}$. motorskog harmonika u varijacijama ugaonih brzina slobodnog kraja kolenastog vratila.

Kod $5\frac{1}{2}$. motorskog harmonika, amplitude varijacija ugaonih brzina su u početku dosta umerene i niske (oko 0,2 rad/s) srazmerno niskim vrednostima odgovarajućih harmonika pobudnih momenata (slika 6.4), da bi sa povećanjem broja obrtaja počele da rastu, pogotovo na kraju kolenastog vratila prema kočnici (pik od približno 0,45 rad/s je na 1850 min^{-1}).

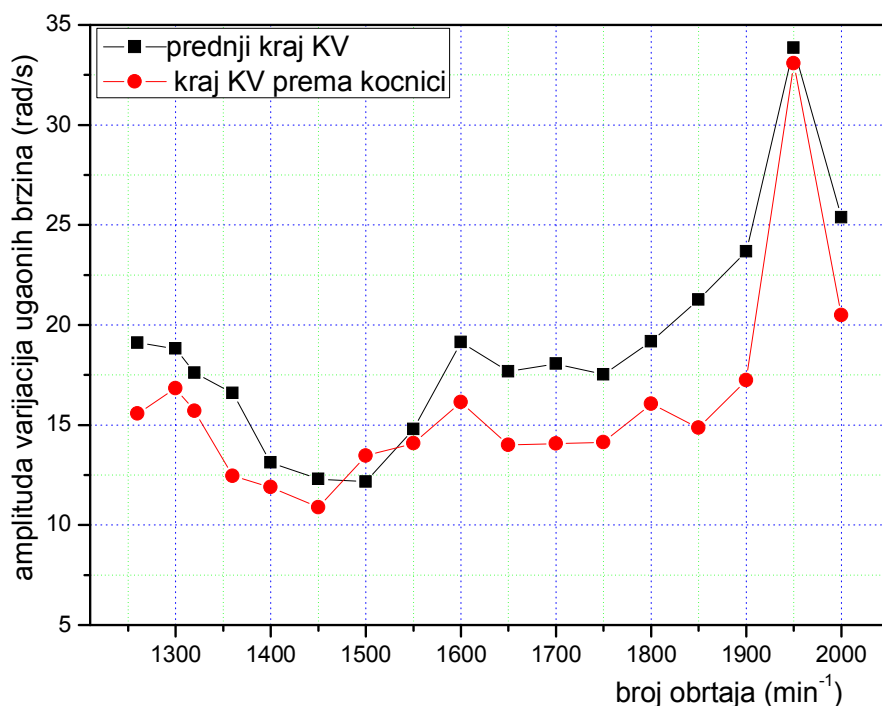
Još drastičnija situacija je sa $6\frac{1}{2}$. motorskim harmonikom amplituda varijacija ugaonih brzina kraja kolenastog vratila prema kočnici, s tim što se u ovom slučaju izraziti pik primećuje pri 1800 min^{-1} (oko 1,8 rad/s).

Varijacije ugaone brzine 7. motorskog harmonika su pri manjim brojevima dosta niske i uravnate (oko 0,1 rad/s), da bi od 1600 min^{-1} krenuo njihov rast koji svoju kulminaciju dostiže pri vršnih 2000 min^{-1} , gde na slobodnom kraju kolenastog vratila amplituda varijacija ugaone brzine dostiže skoro 0,85 rad/s. Na ovaj način, 7. motorski harmonik najavljuje "dolazak" daleko uticajnijeg $7\frac{1}{2}$. motorskog harmonika koji svoje rezonantno delovanje ostvaruje u okviru drugog oblika oscilovanja, o čemu je već bilo reči.

Posebnu pažnju zaslužuju prva dva glavna, ili majorska motorska harmonika koja su, na sreću, između rezonantnih područja u okviru prvog i drugog oblika oscilovanja, a to su 3. i 6. motorski harmonik. Sa slike 6.4 se uočava da amplituda pobudnih momenata 3. motorskog harmonika ima dosta niske vrednosti pa možda ovaj harmonik i ne bi imao tako destruktivno dejstvo, čak da se nekim slučajem i našao u rezonanci. Ali se to nikako ne bi moglo reći za 6. motorski harmonik čije amplitude pobudnih momenata su značajne i među prvih deset su u poretku dominantnih harmonika.

Dijagram na slici 6.81 pokazuje da 3. motorski harmonik i pored niskih vrednosti amplituda pobudnih momenata (slika 6.4), ima primetan uticaj na tokove ugaonih brzina kolenastog vratila uzrokujući varijacije čije amplitude se kreću oko prosečnih 0,75 rad/s, da bi na broju obrtaja od 1950 min^{-1} te amplitude naglo skočile i na slobodnom kraju (preko 2,2 rad/s) i na kraju kolenastog vratila prema kočnici (preko 1,8 rad/s), ostavljajući utisak kao da je 3. motorski harmonik na datom broju obrtaja u rezonanci. Ovakav zaključak bi bio skroz pogrešan, što ukazuje da informacije koje u sebi nose ugaone brzine kolenastog vratila treba pažljivo izanalizirati, pre donošenja konačnog zaključka.

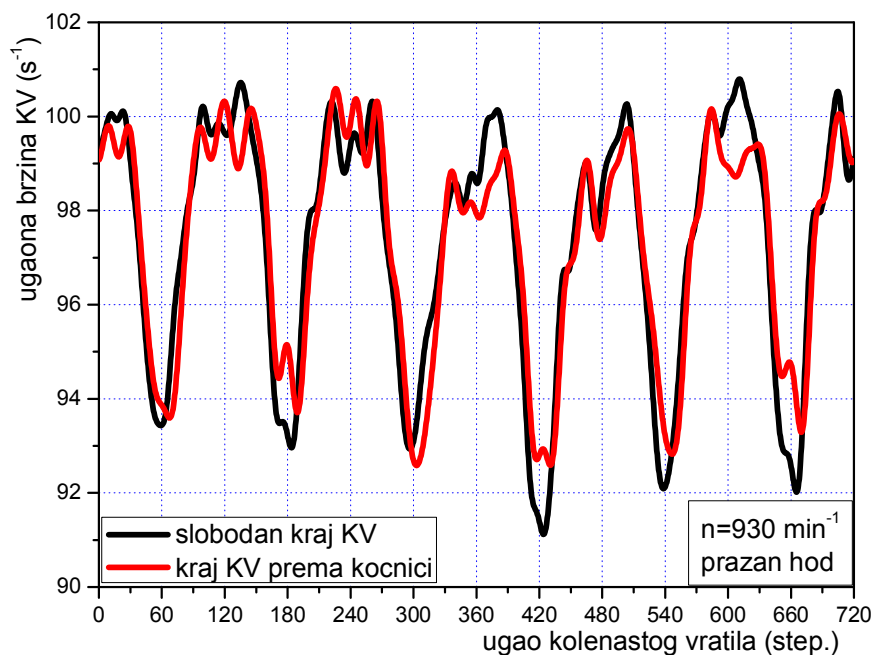
Dijagram na slici 6.87 pokazuje da 6. motorski harmonik pobudnih momenata ostavlja vidan trag na varijacije ugaonih brzina, iako taj harmonik nije rezonantan nigde u radnom području motora. Uočava se monotono opadajuća zavisnost amplituda varijacija ugaonih brzina od broja obrtaja motora, pri čemu te amplitude na nižim brojevima obrtaja premašuju 2,5 rad/s. To u stvari potvrđuje jasno uočljivu tendenciju, da se sa padom brojeva obrtaja, a samim tim i inercijalnih sila, dati sistem sve više približava dinamičkom ponašanju svojstvenom za motore kod kojih se kolenasto vratilo ponaša skoro kao kruto telo. Interesantno je kolebanje amplituda varijacija ugaonih brzina na brojevima obrtaja između 1900 min^{-1} i 2000 min^{-1} , sa jasno izraženim, naglim padom amplitude varijacija ugaone brzine slobodnog kraja i naglim skokom amplitude varijacija ugaone brzine suprotnog kraja kolenastog vratila na broju obrtaja oko 1950 min^{-1} . Ovim se još jednom potvrđuje vrlo složeno dinamičko ponašanje sistema na kritičnih 1950 min^{-1} , gde neki registrovani rezultati merenja ugaonih brzina ne pružaju jasne informacije o realnom stanju u kome se sistem nalazi.



Slika 6.90 – Amplitude fluktuacija izmerenih ugaonih brzina kolenastog vratila motora

Na slici 6.90 je prikazan dijagram zavisnosti maksimalnih amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina na prednjem i zadnjem kraju kolenastog vratila u funkciji od

broja obrtaja motora. Jasno se uočavaju pikovi na brojevima obrtaja 1300 min^{-1} , 1600 min^{-1} i 1950 min^{-1} . Ako pretpostavimo da je drugi pik realno pomeren malo u desno, na 1625 min^{-1} , dobija se situacija da se ovi pikovi pojavljuju na istim brojevima obrtaja kada, u sklopu prvog oblika oscilovanja, svoje rezonantno delovanje ostvaruju "snažni" $2\frac{1}{2}$., 2 ., i $1\frac{1}{2}$. motorski harmonici pobudnih momenata. Izraženi pik na 1950 min^{-1} kada amplitude fluktuacija ugaonih brzina i na prednjem i na zadnjem kraju kolenastog vratila premašuju 33 rad/s , zajedno sa dijagramom na slici 6.39, ukazuju da i jedan i drugi kraj kolenastog vratila snažno i skoro sinhrono torziono osciluju oko čvora koji se nalazi u području između kolenastog vratila i motorske kočnice. Zato postoje neuobičajeno male razlike u relativnom uvijanju zadnjeg kraja kolenastog vratila u odnosu na prednji, što se može videti i sa dijagrama prikazanog na slici 6.23. Dijagram na slici 6.23 nam govori da bi relativna uvijanja zadnjeg kraja kolenastog vratila u odnosu na prednji, što se tiče rezonantnog $1\frac{1}{2}$. motorskog harmonika, bila bliska nuli, a zabeležene fluktuacije su posledica zbirnog delovanja ostalih harmonika pobudnih momenata, pre svega 15. motorskog harmonika koji je rezonantan u sklopu trećeg oblika oscilovanja i $7\frac{1}{2}$. motorskog harmonika koji je rezonantan u sklopu drugog oblika oscilovanja na "susednih" 1900 min^{-1} .

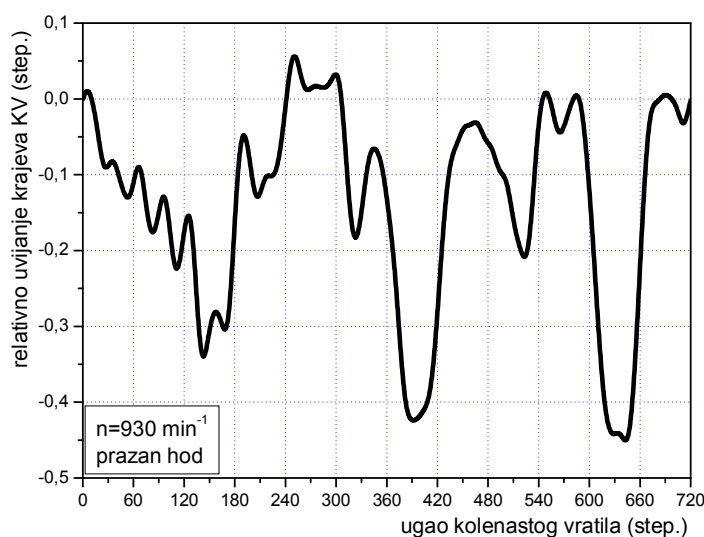


Slika 6.91 – Fluktuacije ugaonih brzina kolenastog vratila motora na režimu praznog hoda

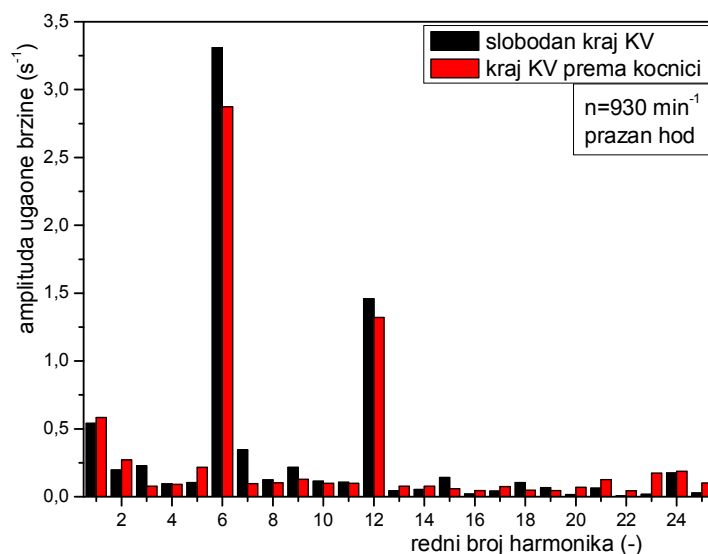
Prikazani rezultati upućuju na zaključak da torzione oscilacije datog dinamičkog sistema imaju vidan uticaj na fluktuacije ugaonih brzina krajeva kolenastog vratila. Kod uobičajenih konstrukcija manjih, po snazi ne preterano forsiranih motora namenjenih komercijalnoj upotrebi, nivo torzionih oscilacija je znatno manji pošto kolenasta vratila tih motora imaju veću torzionu krutost. Vredi se podsetiti da je torziona krutost obrnuto proporcionalna dužini kolenastog vratila, odnosno dužini odgovarajućeg odsečka kolenastog vratila. Uticaj ukupnog momenta na varijacije ugaonih brzina je u tom slučaju primaran, a kolenasta vratila takvih motora se u dinamičkom smislu ponašaju dosta blisko krutim telima.

6. Analiza međusobne zavisnosti pobodnih momenata i ugaonih brzina KV

Na slici 6.91 je pokazan primer izmerenih ugaonih brzina na krajevima kolenastog vratila datog motora na režimu praznog hoda. U ovom slučaju i inercijalne i gasne sile su niskog intenziteta (samim tim i ukupni pobudni moment, čime su stvoreni uslovi da se kolenasto vratilo ispitivanog motora, u dinamičkom smislu, približi krutom telu. O tome svedoči i dijagram relativnog uvijanja kraja kolenastog vratila prema kočnici u odnosu na slobodni kraj koji je prikazan na slici 6.92. Pri ovakvim uslovima rada motora maksimalna amplituda relativnog uvijanja krajeva KV iznosila je svega 0,506 stepeni KV, što je npr. za oko pet puta manje nego u slučaju nominalnog režima (slika 6.24). Dijagram amplituda harmonika izmerenih ugaonih brzina kolenastog vratila (slika 6.93) pokazuje dominantnost 6. i 12. motorskog harmonika nad svim ostalim, što nije zabeleženo ni u jednom slučaju ispitivanja na SBK kada kolenasto vratilo mnogo snažnije torziono osciluje.



Slika 6.92 – Relativno uvijanje kraja kolenastog vratila prema kočnici u odnosu na slobodni kraj na režimu praznog hoda motora



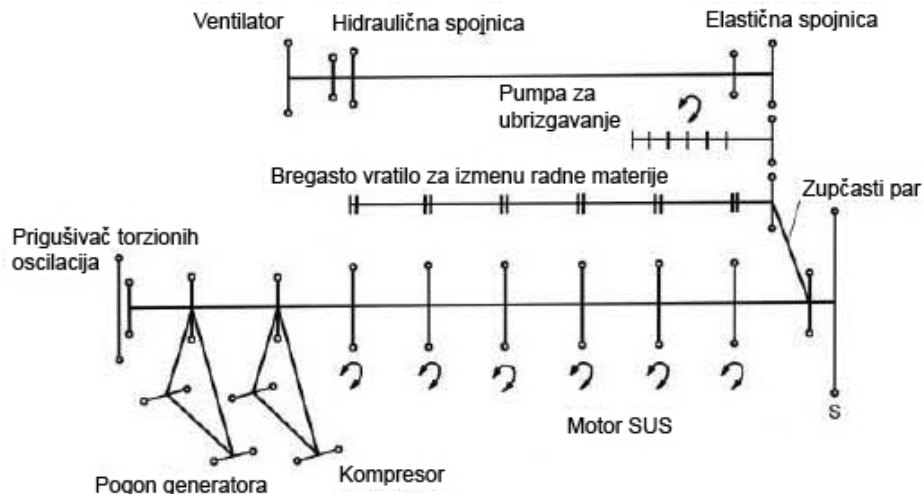
Slika 6.93 – Amplitude harmonika ugaonih brzina kolenastog vratila motora na režimu praznog hoda

7. Definisane ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema

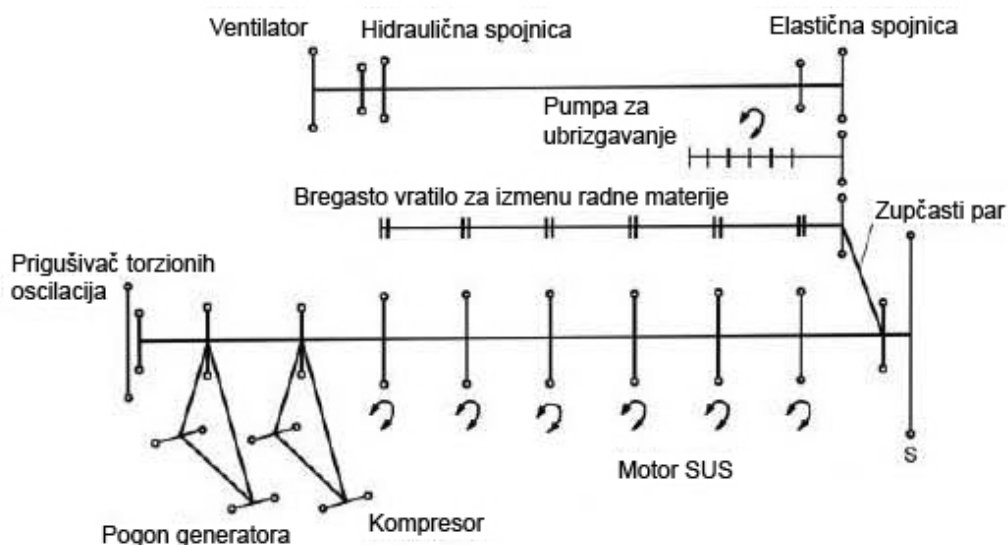
7.1 Osnovni principi

Da bi se izbegla nedozvoljena naprezanja elemenata nekog mehaničkog sistema koji torziona osciluje, neophodno je, u fazi projektovanja takvog sistema, proračunom odrediti, pre svega, sopstvene frekvencije i frekvencije pobude, odnosno kritične brojeve obrtaja obrtnih vratila u tom sistemu. Tipični primeri torziona-oscilatornih sistema su sistemi u kojima je motor pogonski agregat (motor u sprezi sa motorskom kočnicom na probnom stolu, motor kao pogonski agregat u vozilu, brodu, avionu, itd).

Motor sam po sebi predstavlja složen oscilatorni sistem, čiji ekvivalentni torzioni sistem, u svojoj najsloženijoj varijanti, neizbežno mora predstavljati razgranat sistem. Primeri složenih, razgranatih EDTS za tipične konstrukcije oto motora sa šest cilindara i dizel-motora sa četiri cilindra su date na slikama 7.1 i 7.2.



Slika 7.1 –EDTS oto šestocilindarskog motora sa pomoćnim agregatima [5]



Slika 7.2 –EDTS četvorocilindarskog dizel-motora sa pomoćnim agregatima [5]

Međutim, kada se motor posmatra kao oscilatorni sistem, ili deo složenijeg oscilatornog sistema, iz praktičnih razloga se fokus postavlja na njegovo kolenasto vratilo koje je zbog svoje specifične geometrije, i u toku rada stalno prisutne pobude, glavi izvor torzionih oscilovanja. Ostali podsistemi motora se pri tome redukuju u odnosu na kolenasto vratilo, poštujući opšte usvojena pravila da se pri tome ne poremeti bilans energija u realnom i ekvivalentnom sistemu, a sve to u skladu sa usvojenim principijelnim konceptom matematičkog modela koji se namerava postaviti. U inženjerskoj praksi se obično primenjuju dva principa za formiranje i rešavanje jednačina oscilovanja kolenastog vratila motora, odnosno celog dinamičkog sistema u koji je uključeno kolenasto vratilo motora.

Prvi podrazumeva uprošćavanje i idealizaciju posmatranog mehaničkog sistema za prenos snage sa motora na potrošač. Uprošćavanje se svodi na to da se realan torzionaoscilatorni sistem zameni jednostavnijim sistemom, istih dinamičkih karakteristika, koji se naziva ekvivalentni dinamičko-torzioni sistem (EDTS). U tom slučaju deo EDTS koji se odnosi na kolenasto vratilo motora se sastoji od odsečaka vratila konstantnog prečnika i zanemarljive mase, ali iste torzione krutosti kao kod realnih delova vratila i koncentrisanih masa (ili diskova) čiji momenti inercije moraju biti jednaki momentima inercije realnih delova kolenastog vratila koji su zamenjeni tim koncentrisanim masama. Rezultat takve idealizacije je model sa konačnim brojem stepeni slobode čije kretanje se može opisati matematičkim modelom zasnovanom na sistemu linearnih diferencijalnih jednačina. Upravo takav model je korišćen u ovom radu.

Drugi princip se zasniva na posmatranju realnog oscilatornog sistema kao složenog elastičnog tela sa beskonačno mnogo stepeni slobodi, čije je torziona oscilovanje opisano sistemom parcijalnih diferencijalnih jednačina. Specijalizovani računarski programi razvijeni tokom poslednjih nekoliko decenija pružaju mogućnosti za uspešno rešavanje i najsloženijih sistema diferencijalnih jednačina matričnim metodama, kao i analizu oblika oscilovanja sistema.

Za pravilno definisanje ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema važno je pravilno definisati sve njegove karakteristične veličine kao što su: dužine, momenti inercije, krutosti i prigušenja.

7.2 Ekvivalentne dužine i krutosti

Ekvivalentni dinamičko-torzioni sistem se sastoji od virtuelnog vratila (ili sistema virtuelnih vratila) sa koncentrisanim masama (ili diskovima) pričvršćenim na određenom rastojanju. Rastojanje između koncentrisanih masa ili diskova se naziva ekvivalentnim dužinama. Koncentrisane mase ili diskovi moraju imati jednake momenat inercije kao i odgovarajuće realne mase. Ekvivalentne dužine se određuju iz uslova jednakosti potencijalnih energija realnog i ekvivalentnog dela vratila prema izrazu [5]:

$$\frac{1}{2} \cdot [M_t \cdot \vartheta]_E = \frac{1}{2} \cdot [M_t \cdot \vartheta]_R \quad (7.1)$$

gde je: M_t —moment torzije [Nm], a ϑ —ugao uvijanja tj. torzije [rad]. Indeksi E i R se odnose na ekvivalentan, odnosno realan elementarni deo vratila dinamičko-torzionog sistema.

7. Definisanje ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema

Za ugao uvijanja tj. torzije, elementarnog dela vratila dinamičko-torzionog sistema se koristi formula koja se odnosi na cilindrična vratila konstantnog poprečnog preseka [5, 22]:

$$\vartheta = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_0} = \frac{M_t}{c} = M_t \cdot e \quad (7.2)$$

gde je: G –modul klizanja [N/m^2], I_0 –polarni moment inercije poprečnog preseka vratila [m^4], c –torziona krutost vratila ($c = G \cdot I_0/l$ [Nm/rad]), e –torziona elastičnost vratila ($e = \frac{1}{c}$ [rad/Nm]) i l –dužina vratila [m].

Iz jednačina (7.1) i (7.2) sledi da se jednakost potencijalnih energija ekvivalentnog i realnog dinamičko-torzionog sistema svodi na jednakost torzionih krutosti ekvivalentnih i stvarnih delova njihovih vratila:

$$\left(\frac{G \cdot I_0}{l}\right)_E = \left(\frac{G \cdot I_0}{l}\right)_R \quad (7.3)$$

Ako se za ekvivalentno vratilo usvoji isti materijal kao i kod realnog, sledi da su moduli klizanja identični ($G_E = G_R$), pa se iz jednačine (7.3) može dobiti ekvivalentna dužina dela vratila EDTS koji se razmatra:

$$l_E = l_R \cdot \frac{I_{0E}}{I_{0R}} \quad (7.4)$$

gde je: l_E –dužina dela vratila ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema [m], l_R –dužina dela vratila realnog sistema [m], I_{0R} –polarni momenti inercije realnog vratila [m^4] i I_{0E} –polarni momenti inercije dela vratila ekvivalentnog torziona-dinamičkog sistema [m^4].

Pri aproksimaciji kolenastog vratila motora njegovim ekvivalentom, za spoljni i unutrašnji prečnik virtuelnog vratila se usvajaju odgovarajuće vrednosti spoljnog i unutrašnjeg prečnika oslonačkog rukavca realnog kolenastog vratila. Polarni moment inercije poprečnog preseka karakterističnog odsečka kolenastog vratila se, dakle, računa primenom formula [22]:

$$I_{0E} = \frac{D_0^4 \cdot (1 - \psi^4) \cdot \pi}{32} \quad (7.5)$$

$$\psi = \frac{d_0}{D_0} \quad (7.6)$$

gde je D_0 –spoljašnji prečnik oslonačkog rukavca kolenastog vratila [m], a d_0 –unutrašnji prečnik oslonačkog rukavca kolenastog vratila [m] za šuplja kolenasta vratila.

Ukoliko na realnom vratilu postoje žlebovi ili stepenasti prelazi sa većeg na manji prečnik, njegova se krutost umanjuje zbog koncentracije napona. U tom slučaju, moraju se uvoditi popravni koeficijenti koji zavise od odnosa većeg i manjeg prečnika, kao i od veličine prelaznog radijusa.

Složeni oblici vratila razlažu se na elementarne delove za koje se mogu sračunati ekvivalentne dužine. U tom slučaju je ugao uvijanja složenog dela jednak zbiru uglova uvijanja n elementarnih delova:

$$\vartheta = \sum_{i=1}^n \vartheta_i \quad (7.7)$$

7. Definisanje ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema

Torziona elastičnost, kao veličina obrnuto proporcionalna torzionoj krutosti, nekog geometrijski složenog dela, jednaka je zbiru torzionih elastičnosti n elementarnih delova i predstavlja se izrazom:

$$\frac{1}{c} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} = e \quad (7.8)$$

Ekvivalentna dužina vratila, ugrađenog iza reduktora (uporno, međuvratilo, propelersko vratilo, itd.), takođe se proračunava na osnovu jednakosti potencijalnih energija, po formuli:

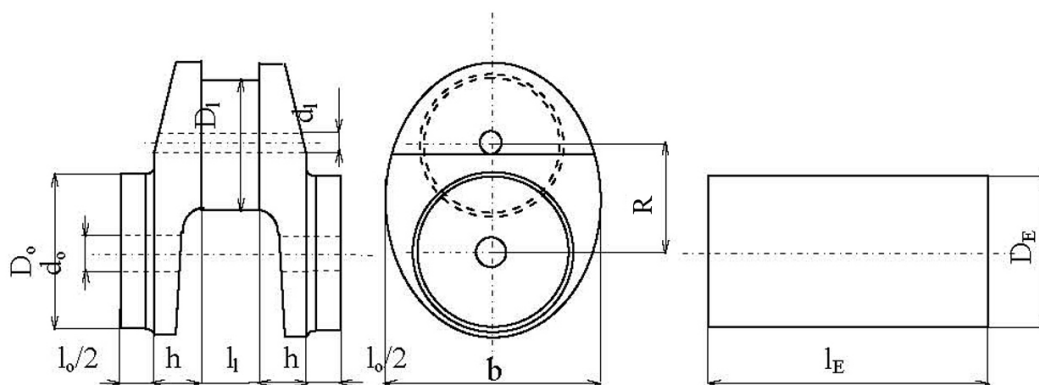
$$l_{0E} = l_R \cdot \frac{I_{0E}}{I_{0R}} \cdot \frac{1}{\xi \cdot i^2} \quad (7.9)$$

gde je: i –prenosni odnos reduktora, ξ –popravni koeficijent s obzirom na elastičnost zuba, oboda i diskova zupčanika ($\xi = 0,9 - 1,0$) [5].

Ekvivalentne dužine i krutosti složenih oblika vratila i drugih delova realnog sistema mogu se određivati na tri načina: eksperimento, numeričkim metodama (npr. metoda konačnih elemenata) i empirijskim formulama [4, 5].

Eksperimentalne metode se zasnivaju na tome da se jedan kraj vratila fiksira, a na drugom kraju se deluje poznatim momentima uvijanja. Za različite vrednosti momenta uvijanja dobijaju se odgovarajući uglovi uvijanja, a potom iz jednačine (7.2) izračunava krutost vratila c . Zbog male vrednosti ugla uvijanja često se prave greške u očitavanju, pa je potrebno napraviti više merenja i kao konačnu vrednost uzeti srednju vrednost torzione krutosti. Pošto se usvaja da je poprečni presek ekvivalentnog vratila identičan poprečnom preseku oslonačkog rukavca realnog kolenastog vratila, ekvivalentna dužina se računa po formuli [6]:

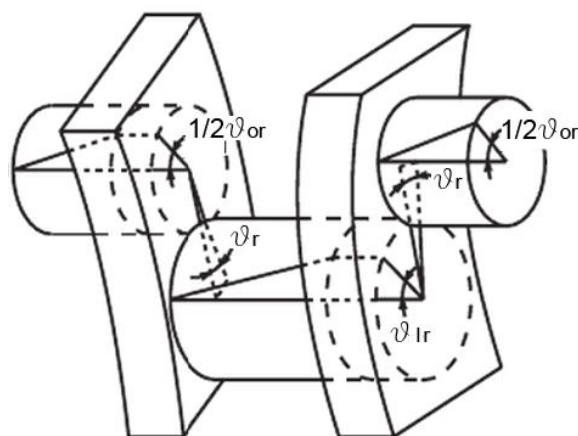
$$l_E = \frac{G \cdot I_{0E}}{c} \quad (7.10)$$



Slika 7.3 – Skica realnog kolena kolenastog vratila i njemu ekvivalentnog cilindričnog vratila

Na slici 7.3 su prikazane skice jednog realnog kolena kolenastog vratila i njemu ekvivalentnog cilindričnog vratila. Poluempirijskim jednačinama se određuju dužine cilindričnog vratila (ekvivalentne dužine), tako da to cilindrično vratilo ima istu torzionu krutost kao realan odsečak kolenastog vratila. One su dobijene kombinacijom eksperimentalnih i računskih metoda, i treba ih koristiti prema preporukama autora [5, 6]. Pri upotrebi ovih jednačina potrebno je poznavati dimenzije kolenastog vratila.

Što se tiče osobina materijala kolenastog vratila, u poluempirijske jednačine su ugrađene za čelik uobičajene vrednosti modula klizanja ($G = 810000 \text{ daN/cm}^3$) i modula elastičnosti ($E = 2100000 \text{ daN/cm}^3$).



Slika 7.4 – Pojednostavljen model odsečka (kolena) kolenastog vratila sa uglovima uvijanja [5]

Sve te poluempirijske jednačine se zasnivaju na uprošćenim modelima karakterističnih odsečaka (kolena) kolenastog vratila za koje je ekvivalentnu dužinu i torzionu krutost moguće dobiti računskim putem. Zatim se uvođenjem različitih korekcija i popravničkih faktora te jednačine koriguju kako bi se rezultati proračuna što više približili rezultatima neposrednog merenja. Na slici 7.4 je prikazan pojednostavljen model karakterističnog odsečka (kolena) kolenastog vratila sa uglovima uvijanja oslonak (rukavca) (ϑ_{or}), ramena (ϑ_r) i letećeg rukavca (ϑ_{tr}), gde ramena imaju oblik pravilnog paralelopipeda. Ovim se karakteristični odsečak kolenastog vratila aproksimira sa skupom jednostavnih elemenata (cilindara i paralelopipeda) za koje je moguće relativno jednostavno izvršiti proračun ekvivalentnih dužina i torzionih krutosti [22]. Na bazi jednačina (7.7) i (7.10), nakon uzimanja uobičajenih vrednosti za modul klizanja G i modul elastičnosti E koje se odnose na čelik, može se dobiti jednačina za određivanje ekvivalentne dužine pojednostavljenog modela odsečka kolenastog vratila prikazanog na slici 7.4, sa oznakama dimenzija predstavljenim na slici 7.3 [5, 6]:

$$l_E = D_0^4 \cdot \left(\frac{l_0}{D_0^4 - d_0^4} + \frac{l_1}{D_1^4 - d_1^4} + \frac{0,932}{h \cdot b^3} \right) \quad (7.11)$$

Za jednačinu (7.11) se može reći da je bazna jednačina na osnovu koje su postavljene sve, najčešće korišćene, poluempirijske jednačine. Popravljenom jednačini (7.11) kroz poluempirijske jednačine, uzimaju se u obzir detalji koji su zanemareni u jednačini (7.11), a bitno utiču na torzionu krutost karakterističnih odsečaka kolenastog vratila: realan oblik i geometrija ramena, preklop letećeg i oslonak rukavca, radijusi zaobljena, itd.

Pošto se usvaja da je poprečni presek ekvivalentnog, cilindričnog vratila identičan poprečnom preseku oslonak rukavca realnog kolenastog vratila, sa poznatom ekvivalentnom dužinom nije teško odrediti torzionu krutost ekvivalentnog vratila, odnosno realnog karakterističnog odsečka kolenastog vratila:

$$c_E = c_R = \frac{G \cdot I_{0E}}{l_E} \quad (7.12)$$

7. Definisiranje ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema

Tabela 7.1 – Poluempirijske jednačine za izračunavanje ekvivalentnih dužina karakterističnih odsečaka KV [10]

autor	jednačina
Vilson (Wilson)	$l_E = D_0^4 \cdot \left(\frac{l_0 + 0,4 \cdot D_0}{D_0^4 - d_0^4} + \frac{l_1 + 0,4 \cdot D_1}{D_1^4 - d_1^4} + \frac{R - 0,2 \cdot (D_1 - D_0)}{h \cdot b^3} \right) \quad (7.13)$
Tuplin	$l_E = D_0^4 \cdot \left(\frac{l_0 + 0,15 \cdot D_0}{D_0^4 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_0}{D_0} \right)^4 \right)^2} + \frac{l_1 + 0,15 \cdot D_1}{D_1^4 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_1}{D_1} \right)^4 \right)^2} \right) + \frac{2 \cdot h - 0,15 \cdot (D_0 + d_1)}{b^4 - d_0^4} + \frac{R}{h \cdot b^3} \cdot \left(0,58 + \frac{0,65 \cdot D_0}{h} \right) + \frac{0,016}{h^2 \cdot b} \quad (7.14)$
Zimjanenko	$l_E = D_0^4 \cdot \left(\frac{l_0 + 0,6 \cdot \frac{D_0 \cdot h}{l_0}}{D_0^4 - d_0^4} + \frac{0,8 \cdot l_1 + 0,2 \cdot \frac{b \cdot D_0}{R}}{D_1^4 - d_1^4} + \frac{R}{h \cdot b^3} \cdot \sqrt{\frac{R}{D_1}} \right) \quad (7.15)$
Timošenko	$l_E = D_0^4 \cdot \left(\frac{l_0 + 0,9 \cdot h}{D_0^4 - d_0^4} + \frac{l_1 + 0,9 \cdot h}{D_1^4 - d_1^4} + \frac{0,93 \cdot R}{h \cdot b^3} \right) \quad (7.16)$
Jakobson (Jakobson)	$l_E = D_0^4 \cdot \left(\frac{l_0 + 0,27 \cdot D_0}{D_0^4 - d_0^4} + \frac{l_1 + 0,27 \cdot D_1}{D_1^4 - d_1^4} + \frac{0,07 \cdot (l_1 + 0,27 \cdot D_1)^3}{D_1^4 - d_1^4} + \frac{0,7 \cdot R}{h \cdot b^3} \right) \quad (7.17)$
Sautvel (Southwell)	$l_E = D_0^4 \cdot \left(\frac{l_0}{D_0^4 - d_0^4} + \frac{l_1}{D_1^4 - d_1^4} + \frac{0,93 \cdot R}{h \cdot b^3} + \frac{R \cdot l_1}{(D_1^4 - d_1^4) \cdot \frac{0,588 + l_1 \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{h \cdot b \cdot (h^2 + b)}} \right) \quad (7.18)$
Helt (Heldt)	$l_E = D_0^4 \cdot \left(\frac{l_0 + 0,4 \cdot h}{D_0^4 - d_0^4} + \frac{1,096 \cdot l_1}{D_1^4 - d_1^4} + \frac{1,28 \cdot R}{h \cdot b^3} \right) \quad (7.19)$
Karter (Carter)	$l_E = D_0^4 \cdot \left(\frac{l_0 + 0,8 \cdot h}{D_0^4 - d_0^4} + \frac{0,75 \cdot l_1}{D_1^4 - d_1^4} + \frac{1,5 \cdot R}{h \cdot b^3} \right) \quad (7.20)$
B.I.C.E.R.A	$l_E = D_0^4 \cdot \left(\frac{l_0}{D_0^4 - d_0^4} + \frac{l_1}{D_1^4 - d_1^4} + \frac{0,07 \cdot l_1^3}{r^2(D_1^4 - d_1^4)} + k \cdot \frac{R}{h \cdot b^3} \right) \quad (7.21)$ $k = 115,8 \cdot \frac{h \cdot b^3}{D_0^4 \cdot R} + 0,439$

Postoji veliki broj poluempirijskih jednačina za određivanje ekvivalentne dužine karakterističnog odsečka kolenastog vratila koje su predložili različiti autori. Ovo govori da ne postoji univerzalna jednačina kojom bi se sa dovoljnom tačnošću pokrila sva konstruktivna izvođenja kolenastih vratila motora. Tačnije rečeno, autori ovih

poluempirijskih jednačina su svoje jednačine prilagođavali konkretnim kolenastim vratilima koja su bili predmet njihovog interesovanja, i pri tome su specificirali osnovne konstruktivne karakteristike tih vratila i namenu motora u koje su ona ugrađena. Na potencijalnim korisnicima tih jednačina je da prouče sve raspoložive jednačine, i da od tog mnoštva odaberu one koje su postavljene za kolenasta vratila sa najbližijim karakteristikama konkretnom kolenastom vratilu.

U tabeli 7.1 su data imena autora i poluempirijske jednačine za izračunavanje ekvivalentnih dužina karakterističnih odsečaka koje su ti autori predložili.

Ekvivalentne krutosti složenih geometrijskih oblika, kakvo je kolenasto vratilo motora, mogu se određivati i metodom konačnih elemenata (MKE). U tu svrhu se projektuje solid model jednog kolena, ukoliko je kolenasto vratilo izvedeno sa jednakim kolenima. U zavisnosti od programskog paketa koji se koristi za proračun MKE, od korisnika se mogu zahtevati određena pojednostavljena koja neće bitno uticati na rezultat, a odnose se na pojedine radijuse zaobljenja i otvore. MKE je analogna eksperimentalnom određivanju torziona krutosti, gde se prednji kraj karakterističnog odsečka kolenastog vratila fiksira, a zadnji kraj se opterećuje određenim momentom uvijanja. Na osnovu dobijenog ugla uvijanja i poznatog momenta, određuje se torziona krutost odsečka KV:

$$c = \frac{M_t}{\vartheta} \quad (7.22)$$

Međutim, iskustva autora ovog rada su takva da MKE pokazuje veliku osetljivost na granične uslove, što je u potpunosti saglasno sa zapažanjima opisanim u referenci [2]. Pod graničnim uslovima se podrazumeva stepen slobode kretanja zadnjeg kraja karakterističnog odsečka KV. U realnim uslovima to u stvari predstavlja zazor između oslonačkog rukavca i njegovog ležišta. Za dva ekstremna slučaja:

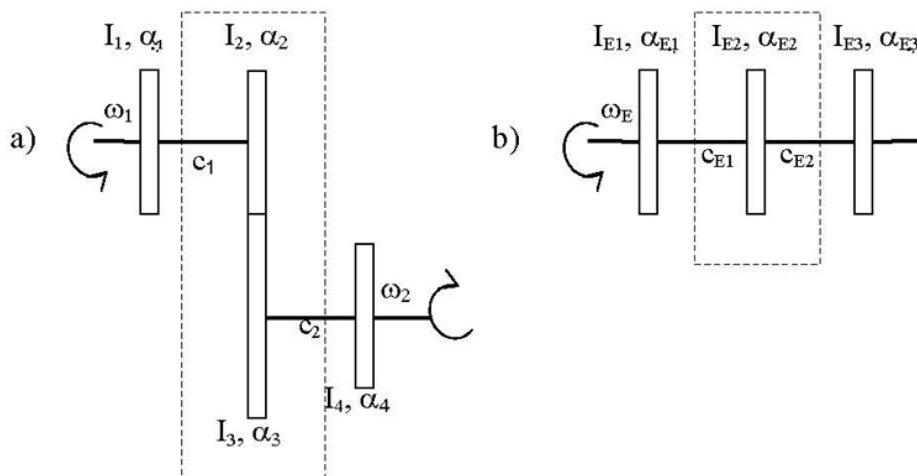
- potpuno slobodan zadnji kraj karakterističnog odsečka KV i
- potpuno fiksiran zadnji kraj karakterističnog odsečka KV baš kao i prednji,

razlike u proračunatoj torzionoj krutosti su takve da se u drugom slučaju dobija za 92,61% veća vrednost nego u prvom slučaju (tabela 7.3). Realne vrednosti zazora, o kome je reč, je kod razrađenog motora nemoguće proceniti, bez njegovog rasklapanja.

Generalno se može zaključiti da problem određivanja torziona krutosti karakterističnog odsečka KV nije ni malo jednostavan, i da se mora koristiti više raspoloživih metoda. Oslanjanje samo na vrednosti torzionih krutosti dobijene MKE, ako nisu uzete u obzir srvarne vrednosti zazora između oslonačkog rukavca i njegovog ležišta, ne garantuje da je torziona krutost procenjena sa dovoljnom tačnošću. Najtačniju vrednost je realno očekivati iz matematičkog modela kretanja oscilatornog sistema u kome je motor sastavni deo, nakon identifikacije nepoznatih parametara ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema.

I na kraju, treba istaći da karakteristični odsečak kolenastog vratila, koga čine dve polovine oslonačkog rukavaca, dva ramena i leteći rukavac (slika 7.3 levo), po karakteristikama krutosti potpuno odgovara odsečku koji sačinjavaju dve polovine letećih rukavaca, dva ramena i jedan kompletan oslonački rukavac [5]. Ovakav zaključak proizilazi iz jednačine (7.11), i može biti od koristi pri formiranju EDTS.

7.3. Ekvivalentni moment inercije razgranatih torzionih sistema



Slika 7.5 - Šematski prikaz realnog (a) i ekvivalentnog (b) sistema prenosa snage sa jednostepenim reduktorom

Sistemi kod kojih se obrtni moment prenosi sa jednog na drugo vratilo pomoću sistema zupčanika nazivaju se razgranati sistemi. Već je rečeno da motor sa stanovišta torzionih oscilacija predstavlja jedan vrlo složen razgranat sistem. Pri analizi torzionih oscilacija ovakvih sistema potrebno je podsisteme u kojima imamo spregnuta vratila zameniti jednim ekvivalentnim vratilom, tj. linijskim sistemom. U aplikacijama motora kao pogonskog agregata, najčešće se obrtni momenti sa jednog vratila prenose na drugo pomoću jednostepenog zupčastog prenosnika. Šematski prikaz realnog i ekvivalentnog sistema prenosa snage sa jednostepenim reduktorom prikazan je na slici 7.5. Realan sistem se sastoji od dva vratila, pogonskog i gonjenog, koji se obrću ugaonim brzinama ω_1 i ω_2 . Na ovim vratilima se nalaze pogonski i gonjeni zupčanici (diskovi), dok dva spregnuta diska predstavljaju zupčanike reduktora. Deformacije zupčastog para realnog sistema sa slici 7.5 se zanemaruju.

Da bi se ovakav realan sistem zamenio ekvivalentnim, mora se ispuniti uslov jednakosti kinetičkih i potencijalnih energija realnog i ekvivalentnog sistema. Prema oznakama na slici 7.5, kinetička i potencijalna energija realnog sistema su [5]:

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot [c_1 \cdot (\alpha_2 - \alpha_1)^2 + c_2 \cdot (\alpha_4 - \alpha_3)^2] \quad (7.23)$$

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot [J_1 \cdot \dot{\alpha}_1^2 + J_2 \cdot \dot{\alpha}_2^2 + J_3 \cdot \dot{\alpha}_3^2 + J_4 \cdot \dot{\alpha}_4^2] \quad (7.24)$$

gde su:

J_j —momenti inercije diskova realnog sistema ($j = 1, 2, 3, 4$) [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$],

α_j —uglovi obrtanja diskova realnog sistema ($j = 1, 2, 3, 4$) [rad],

$\dot{\alpha}_j$ —ugaone brzine diskova realnog sistema ($j = 1, 2, 3, 4$) [rad/s],

c_1, c_2 —torziona krutosti pogonskog i gonjenog vratila realnog sistema [Nm/rad].

Prenosni odnos zupčastog para i može se izraziti i preko odgovarajućih uglova obrtanja ili ugaonih brzina:

$$i = \frac{\alpha_2}{\alpha_3} = \frac{\dot{\alpha}_2}{\dot{\alpha}_3} \quad (7.25)$$

Uvrštavanjem jednačine (7.25) u jednačine (7.23) i (7.24) dobijaju se jednačine:

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot \left[c_1 \cdot (\alpha_2 - \alpha_1)^2 + c_2 \cdot \left(\alpha_4 - \frac{\alpha_2}{i} \right)^2 \right] \quad (7.26)$$

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot \left[J_1 \cdot \dot{\alpha}_1^2 + \left(J_2 + \frac{J_3}{i^2} \right) \cdot \dot{\alpha}_2^2 + J_4 \cdot \dot{\alpha}_4^2 \right] \quad (7.27)$$

Da bi se zadovoljio uslov jednakosti kinetičkih i potencijalnih energija realnog i ekvivalentnog sistema (slika 7.5), moraju se ispuniti sledeći uslovi:

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_{E1} = \alpha_1, \quad \alpha_{E2} = \alpha_2, \quad \alpha_{E3} = \alpha_4 \cdot i \\ J_{E1} = J_1, \quad J_{E2} = J_2 + \frac{J_3}{i^2}, \quad J_{E3} = \frac{J_4}{i} \\ c_{E1} = c_1, \quad c_{E2} = c_2 \end{array} \right\} \quad (7.28)$$

gde su:

J_{Ej} —momenti inercije diskova ekvivalentnog sistema ($j = 1, 2, 3$) [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$],

α_{Ej} —uglovi obrtanja diskova ekvivalentnog sistema ($j = 1, 2, 3$) [rad],

c_{E1} i c_{E2} —torzione krutosti odsečaka vratila ekvivalentnog sistema [Nm/rad].

Ako se izrazi (7.28) uvrste u jednačine (7.26) i (7.27) dobija se potencijalna i kinetička energija ekvivalentnog sistema sa jednim vratilom:

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot [c_{E1} \cdot (\alpha_{E2} - \alpha_{E1})^2 + c_{E2} \cdot (\alpha_{E3} - \alpha_{E2})^2] \quad (7.29)$$

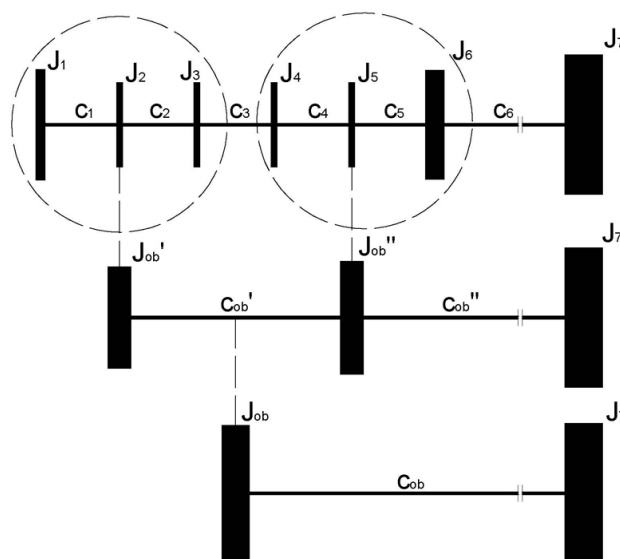
$$E_k = \frac{1}{2} \cdot \left[J_1 \cdot \dot{\alpha}_1^2 + \left(J_2 + \frac{J_3}{i^2} \right) \cdot \dot{\alpha}_2^2 + J_4 \cdot \dot{\alpha}_4^2 \right] \quad (7.30)$$

U literaturi se mogu naći primeri svođenja komplikovanijih varijanti prenosnika od jednostavne jednostepene varijante date na slici 7.5 [5], ali se i u tim slučajevima svođenje razgranatog sistema na linijski sistem može izvršiti na opisani način, pri čemu se prikazani postupak ponavlja onoliko puta koliko razgranati sistem ima grana, sve dok se on ne svede na prosti linijski sistem.

7.4 Umanjenje broja masa EDTS

Vrlo često se javlja potreba da se neki linijski EDTS sistem dobijen redukcijom početnog, složenog, razgranatog sistema svede na jednostavniju varijantu sa manje masa. Ekstremni slučaj je da se ceo motor zameni jednom inercijalnom masom, i takve varijante EDTS su na sasvim zadovoljavajući način poslužile svojoj nameni u referencama [24] i [25]. I u samom postupku svođenja složenog, razgranatog EDTS na prostiju linijsku varijantu, proces pojednostavljivanja je praćen stalnim sažimanjem masa određenog broja masa u jednu masu. Za definisanje matematičkog modela torzionog sistema opisanog u ovom radu linijski EDTS od devet inercijalnih masa (slika 7.13) nije povoljan, iako se toj varijanti EDTS ne može naći principijelna zamerka. Najbolji pokazatelj da je EDTS sa devet inercijalnih masa regularno usvojen je da su se dobijene frekvencije slobodnog oscilovanja proračunate metodom Holcera skoro savršeno poklopile sa eksperimentalno određenim vrednostima. Tek kada je izvršena redukcija tog EDTS na jednostavniju varijantu od sedam inercijalnih masa (slika 7.41),

uspešno je definisan matematički model dinamičkog ponašanja torzionog sistema u kome je motor njegov sastavni deo.



Slika 7.6 – Metod umanjnja broja masa EDTS sa sedam masa

I metod umanjnja masa se zasniva na uslovu obezbeđenja jednakosti kinetičkih i potencijalnih energija početne, složenije varijante EDTS i njegove jednostavnije varijante. Moment inercije mase nastale objedinjavanjem je jednak zbiru momenata inercije masa koje se objedinjuju:

$$J_{ob} = \sum J_i \quad (7.31)$$

Krutost vratila koje spaja objedinjene masa računa se kao:

$$\frac{1}{c_{ob}} = \sum \frac{1}{c_i} \quad (7.32)$$

Na slici 7.6 slikovito je prikazan primer svođenja jednog EDTS sa sedam inercijalnih masa na EDTS sa dve inercijalne mase. Ovaj primer bi se mogao direktno vezati za torzioni sistem koji je razmatran u ovom radu, ako bismo iz nekog razloga imali potrebu da identifikovani EDTS sa sedam inercijalnih masa svedemo na jednostavniju varijantu od dve inercijalne mase. U tom slučaju prva inercijalna masa bi predstavljala ceo motor, a druga inercijalna masa bi se odnosila na kočnicu.

Za EDTS sa dve mase prikazan na slici 7.6 može se primeniti relativno jednostavna jednačina kojom se približno procenjuje kružna frekvencija slobodnog oscilovanja [6]:

$$\omega_{SI} = \sqrt{\frac{c_{ob} \cdot (J_{ob} + J_7)}{J_{ob} \cdot J_7}} \quad (7.33)$$

Tačnija vrednost kružne frekvencije slobodnog oscilovanja će se dobiti ako se desna strana jednačine (7.33) pomnoži korekcionim faktorom z, kojim se uzima u obzir broj objedinjenih masa. Preporučene vrednosti korekcionog faktora z su date u tabeli 7.2.

Tabela 7.2 – Preporučene vrednosti faktora z pri umanjnju broja masa EDTS [10]

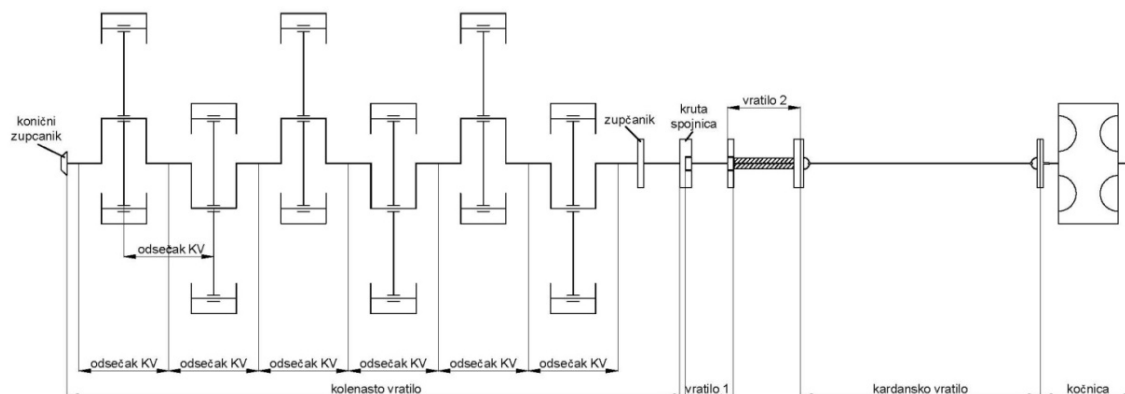
broj objedinjenih masa	2	3	4	6	8
korekcionni faktor z	1,07	1,08	1,10	1,10	1,11

7. Definisavanje ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema

Faktor korekcije z nije korišćen u ovom radu, ali se ovde želela skrenuti pažnja da svaki postupak umanjavanja masa (redukcije) povlači za sobom razlike u osobinama složenije i jednostavnije varijante EDTS, i te razlike su izraženije što je veći broj inercijalnih masa koje se objedinjuju u jednu masu.

7.5. Definisavanje EDTS za realan dinamičko-torzioni sistem ispitivan u ovom radu

7.5.1 Opis realnog dinamičko-torzionog sistema



Slika 7.7 – Šematski prikaz realnog sistema na kojem je vršeno ispitivanje



Slika 7.8 – Virtualni model sistema vitkih vratila i koničnih zupčanika preko kojih se pokreću svi vitalni motorski podsistemi osim pumpe visokog pritiska

Šematski prikaz realnog dinamičko-torzionog sistema na kome su vršena ispitivanja, je dat na slici 7.7. Gledano sa leve strane, njega čine:

– Konični zupčanik fiksno vezan za umetak na slobodnom kraju kolenastog vratila. Preko njega se sistemom vitkih vratila i koničnih zupčanika pokreću svi vitalni motorski podsistemi osim pumpe visokog pritiska (razvodni mehanizam, pumpa za ulje, pumpa za rashladnu tečnost motora, pumpa za rashladnu tečnost međuhladnjaka usisnog vazduha, razvodnik vazduha za startovanje motora i pumpa za odzračivanje kartera motora). Virtuelni model (modeli solida) naznačenih elemenata je prikazan na slici 7.8.

– Kolenasto vratilo sa odgovarajućim zajedničkim krivajnim mehanizmima za naspramne cilindre leve i desne strane motora (slika 3.3). Na kolenastom vratilu se može izdvojiti pet identičnih, karakterističnih odsečaka, koje čine dve polovine osloničkog rukavaca, dva ramena i leteći rukavac (slika 7.9 b). Prvi odsečak kolenastog vratila nije identičan ostalim karakterističnim odsečcima (slika 7.9 a) pa će se taj deo KV posmatrati kao poseban element. Krajnji odsečak KV (slika 7.9 c) se sastoji iz karakterističnog odsečka i osnosimetričnog dela kao što je to prikazano na slici 7.10. Na slici 7.11 je još jednom prikazan krajnji osnocilindrični deo KV sa elementima koji su za njega fiksirani:

- Cilindrični zupčanik sa pravim zubima vezan vijčanim elementima za kolenasto vratilo iza poslednjeg kolena. Ovim zupčanikom se preko posebnog reduktora pokreće pumpa visokog pritiska. Momenti inercije masa koje se pokreću posredstvom ovog zupčanika se moraju redukovani u odnosu na kolenasto vratilo i pridodati momentu inercije susedne inercijalne mase.

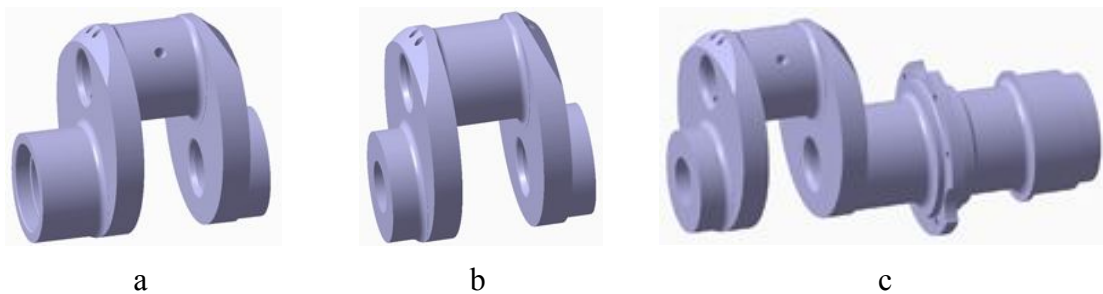
- Masivna kruta spojnica postavljena na samom desnom kraju kolenastog vratila. Veza sa kolenastim vratilom je ostvarena preko konusa koji su pritegnuti momentom od preko 1000 Nm. Na spojnicu je preko povezujućih elemenata pričvršćen nazubljeni disk za merenje ugaone brzine. Sama spojnica predstavlja složen sklop sa unutrašnjim ožlebljenjem za vezu sa sledećim elementom u nizu – kratkim ožlebljenom vratilom.

– Kratko, vitko vratilo ožlebljeno sa obe strane (može se jasno videti na slici 7.12, a na slici 7.7 označeno je kao vratilo 1. Ovo vratilo predstavlja vezu između krute spojnice (tj. kolenastog vratila) i sledećeg elementa u sistemu – uležištenog vratila.

– Uležišteno vratilo koje je na slici 7.7 označeno kao vratilo 2 se jasnije može videti na slici 7.12. Ovaj element sa leve strane takođe ima unutrašnje ožlebljenje koje odgovara ožlebljenu kratkog vratila (vratilo 1), kao i zavarene prirubnice sa obe strane.

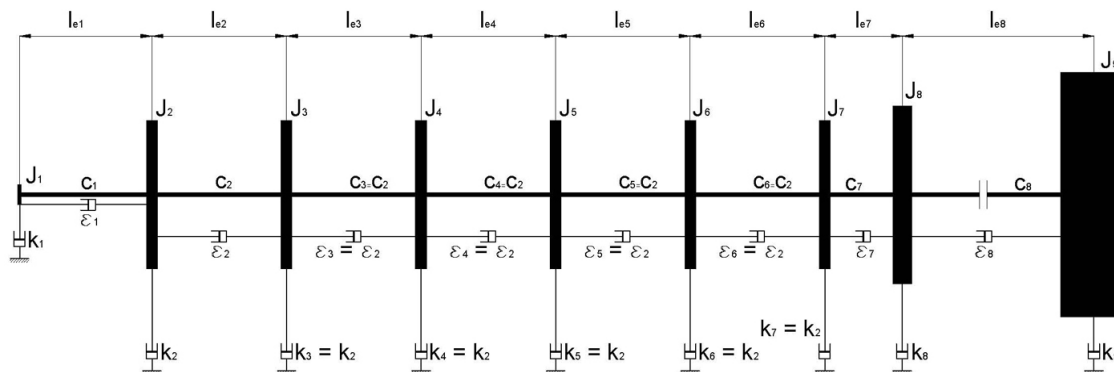
– Dugačko kardansko vratilo čija je leva prirubnica vijčanim vezama povezana sa prirubnicom uležištenog vratila, a desna sa prirubnicom vratila spojenog sa kolom hidraulične kočnice.

– Poslednji element sistema je hidraulična kočnica SCHENK serije DYNABAR D1200.



Slika 7.9 – Virtuelni model prvog odsečka (a), karakterističnog odsečka (b) i krajnjeg odsečka (c) kolenastog vratila

7.5.2 EDTS za dinamički sistem ispitivan u ovom radu



Slika 7.13 – Šematski prikaz EDTS sa devet inercijalnih masa

Šematski prikaz EDTS koji treba da zameni realni, ispitivani oscilatorni sistem, prikazan je na slici 7.13. EDTS je projektovan na osnovu principa o jednakosti kinetičke i potencijalne energije sa realnim oscilatornim sistemom iz čega proizilazi da momenti inercije pojedinih masa (J_1 do J_9) i torzionih krutosti vratila koji povezuju te mase (c_1 do c_8) realnog i ekvivalentnog sistema moraju biti identični.

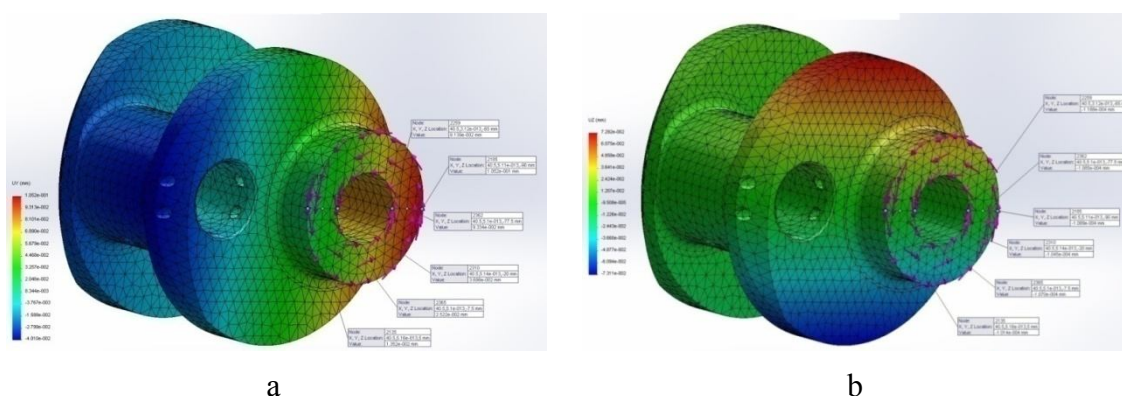
Moment inercije prve mase (J_1) je ekvivalentan momentu inercije koničnog zupčanika i umetka na slobodnom kraju kolenastog vratila za koji je konični zupčanik fiksno vezan. Da bi se izbeglo uvođenje razgranatog ekvivalentnog sistema, momenti inercije svih elemenata koji se pokreću preko pomenutog koničnog zupčanika (slika 7.8) su redukovani u odnosu na podužnu osu kolenastog vratila i pridodati momentima inercije koničnog zupčanika i umetka kolenastog vratila za koji je zupčanik vezan.

Moment inercije druge mase (J_2) sadrži moment inercije prvog odsečka kolenastog vratila (slika 7.9 a) koji ima nešto veću šupljinu na levom oslonačkom rukavcu, pa se nemože reći da u sebi sadrži originalan karakterističan odsečak kolenastog vratila (slika 7.9 b). Pored toga, momentu inercije druge mase se mora pridodati promenljivi momenta inercije klipnjača i klipova prvog para naspramnih cilindara– $J_{osc1}(\alpha)$, ili njegova srednja vrednost– $\overline{J_{osc1}(\alpha)}$, u zavisnosti od toga za šta se EDTS koristi.

Momenti inercije (J_3 do J_7) su identični i dobijeni su kao zbir momenta inercije jednog karakterističnog odsečka kolenastog vratila (slika 7.9 b) i promenljivog momenta inercije klipnjača i klipova odgovarajućeg para naspramnih cilindara– $J_{osci}(\alpha)$, ili njegove srednja vrednost– $\overline{J_{osci}(\alpha)}$, takođe u zavisnosti od toga za šta se EDTS koristi.

Moment inercije osme mase (J_8) je ekvivalentan zbiru momenata inercije krajnjeg osnocilindričnog dela kolenastog vratila, cilindričnog zupčanika sa pravim zubima, krute spojnice, nazubljenog diska za merenje ugaone brzine i momenata inercije elemenata pogona PVP i rotirajućih elementima PVP redukovanih na osu kolenastog vratila.

I na kraju, moment inercije devete mase (J_9) predstavlja zbir momenata inercije vitkog vratila ožlebljenog sa obe strane (vratilo 1), uležištenog vratila sa zavarenim prirubnicama na obe strane (vratilo 2) prikazanih na slici 7.12, kardanskog vratila i kola hidraulične kočnice.



Slika 7.14 – Pomeranja neuležištenog kraja karakterističnog odsečka kolenastog vratila u pravcu y-ose (a) i z-ose (b) pri zadatom momentu uvijanja 2000 Nm (MKE)

Problem određivanja ekvivalentnih torzionih krutosti povezujućih, virtuelnih vratila EDTS je nešto složeniji. Metodom konačnih elemenata su procenjene torzione krutosti prvog odsečka (slika 7.9 a), karakterističnog odsečka (slika 7.9 b) i krajnjeg odsečka (slika 7.9 c) kolenastog vratila. Proračun je za karakteristični odsečak kolenastog vratila (slika 7.9 b) izvršen za dva granična slučaja (uslova):

- 1) * uležišten neopterećeni kraj i neuležišten opterećen kraj,
- 2) ** uležišten neopterećeni kraj i uležišten opterećen kraj.

Primer određivanja pomeranja u pravcima normalnim na podužnu x -osu (pravci y i z) za uležišten neopterećeni kraj i neuležišten opterećen kraj karakterističnog odsečka kolenastog vratila pri zadatom momentu uvijanja od 2000 Nm prikazan je na slici 7.14. Na osnovu pomeranja kružnih površina na krajevima odsečaka dobijenih MKE, nije bilo teško proceniti torzione krutosti i te vrednosti su za prvi granični uslov (uležišten neopterećeni kraj i neuležišten opterećen kraj) za prvi odsečak (slika 7.9 a), karakteristični odsečak (slika 7.9 b) i krajnji odsečak kolenastog vratila (slika 7.9 c) date u tabeli 7.3. Pored toga, u tabeli 7.3 je data i vrednost torzione krutosti karakterističnog odsečka kolenastog vratila za drugi granični uslov (uležišten neopterećeni kraj i uležišten opterećen kraj).

Tabela 7.3 – Torzione krutosti odsečaka kolenastog vratila dobijene MKE

granični uslov	prvi odsečak KV (slika 7.9 a)	karakteristični odsečak KV (slika 7.9 b)	krajnji odsečak KV (slika 7.9 c)
1)*	1 515 955 Nm/rad	1 599 912 Nm/rad	1 283 656 Nm/rad
2)**	–	3 081 582 Nm/rad	–

Već je rečeno da realni granični uslovi ne odgovaraju ni jednom od ekstremnih pretpostavljenih slučajeva i oni u stvari predstavljaju realne vrednosti zazora između oslonačkog rukavca i njegovog ležišta. Ti zazori se mogu odrediti jedino rasklapanjem motora, a u referenci [2] je za kamionske dizel motore u otežanim uslovima rada preporučena sledeća relacija za tačnije izračunavanje torzione krutosti karakterističnog odsečka kolenastog vratila, koja bi za ovaj slučaj glasila:

$$c_2 = c_{2ulez} - 0,35 \cdot (c_{2ulez} - c_{2neulez}) \quad (7.34)$$

Vrednost torzione krutosti karakterističnog odsečka kolenastog vratila prema preporuci datoj jednačinom (7.34) bi iznosila 2 562 997 Nm/rad.

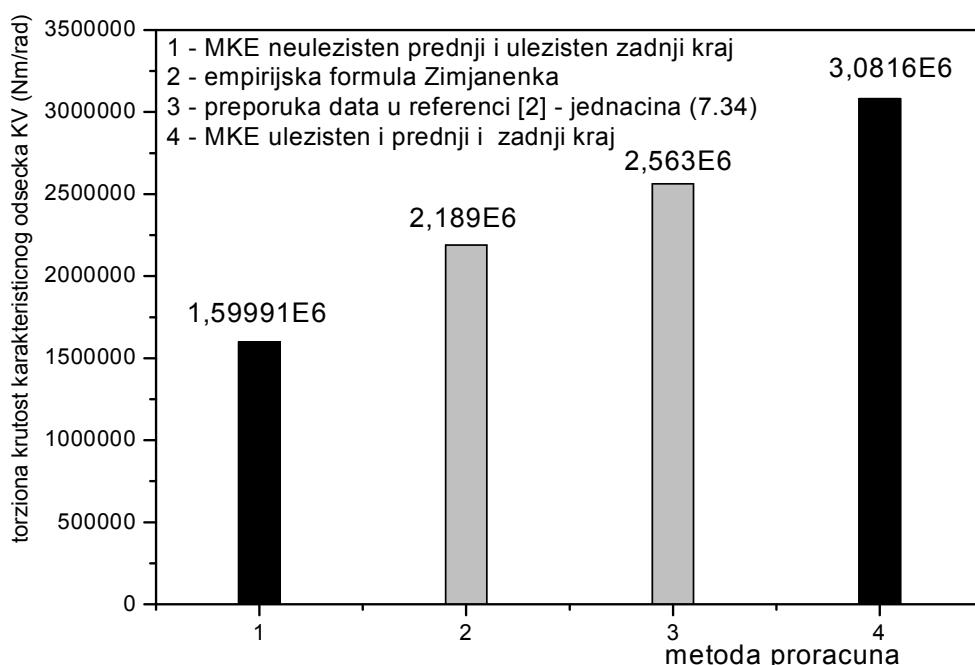
S druge strane, torziona krutost karakterističnog odsečka kolenastog vratila se može proceniti na osnovu poluempirijskih formula. Za šuplja kolenasta vratila najpogodnija je formula koju je predložio Zimjanenko. Najpre se izračunava ekvivalentna dužina karakterističnog odsečka kolenastog vratila prema jednačini (7.15), a torziona krutost se dobija iz formule:

$$c_2 = \frac{G_e \cdot I_{0E}}{l_e} = \frac{G_r \cdot I_{0E}}{l_e} \quad (7.35)$$

I_{0E} je polarni moment poprečnog preseka vratila koja spajaju usvojene mase (diskove) ekvivalentnog torzionog sistema definisan jednačinama (7.5) i (7.6).

Za karakteristični odsečak kolenastog vratila ispitivanog motora, primenom formule (7.15) koju je predložio Zimjanenko, dobijene su sledeće vrednosti:

- $l_e = 0,281 \text{ m}$
- $I_{pe} = 7,593818 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$
- $c_2 = 2\,188\,965 \text{ Nm/rad}$



Slika 7.15 – Procena torziona krutosti karakterističnog odsečka kolenastog vratila

Procenjene vrednosti torziona krutosti karakterističnog odsečka kolenastog vratila u zavisnosti od metode proračuna slikovito su predstavljene na slici 7.15.

Između torziona krutosti karakterističnog odsečka kolenastog vratila c_2 (slika 7.9 b) i torziona krutosti prvog odsečka kolenastog vratila c_1 (slika 7.9 a), korišćenjem podataka dobijenih iz proračuna MKE (tabela 7.3), mogla bi se postaviti sledeća korelacija:

$$c_1 = \frac{1515955}{1599912} \cdot c_2 \quad (7.36)$$

Predpostavljeno je da će realni granični uslovi na isti način uticati na realne vrednosti torzionih krutosti kako prvog tako i karakterističnih odsečaka kolenastog vratila, s obzirom na njihovu geometrijsku sličnost.

7. Definisanje ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema

Tabela 7.4 – Početna procena baznih parametara EDTS sa devet inercijalni masa

R. br. mase	J kg·m ²	c Nm/rad
1.	Konični zupčanik: 0,0016270 Redukovani moment inercije pogona pomoćnih uređaja: 0,007657 Umetak na KV: 0,001157 Ukupno: 0,010441	
		$\frac{1515955}{1599912} \cdot c_2$
2.	Odsečak kolenastog vratila: 0,077978 $\overline{J_{osc1}}(\alpha)$: 0,092390 Ukupno: 0,170368	
		c_2
3.	Karakteristiki odsečak kolenastog vratila: 0,077538 $\overline{J_{osc1}}(\alpha)$: 0,092390 Ukupno: 0,169928	
		c_2
4.	Karakteristiki odsečak kolenastog vratila: 0,077538 $\overline{J_{osc1}}(\alpha)$: 0,092390 Ukupno: 0,169928	
		c_2
5.	Karakteristiki odsečak kolenastog vratila: 0,077538 $\overline{J_{osc1}}(\alpha)$: 0,092390 Ukupno: 0,169928	
		c_2
6.	Karakteristiki odsečak kolenastog vratila: 0,077538 $\overline{J_{osc1}}(\alpha)$: 0,092390 Ukupno: 0,169928	
		c_2
7.	Karakteristiki odsečak kolenastog vratila: 0,077538 $\overline{J_{osc1}}(\alpha)$: 0,092390 Ukupno: 0,169928	
		$\frac{1283656}{316256} \cdot c_2$
8.	Osnosimetrični kraj KV: 0,021341 Zupčanik na KV za pogon PVP: 0,037731 Redukovani moment inercije pogona i elemenata PVP: 0,029499 Kruta spojica: 0,058673 Nazubljeni disk sa veznim elementima: 0,130810 Ukupno: 0,278054	
		$c_8 \approx 90000$
9.	Kratko ožlebljeno vratilo: 0,003989 Uležišteno vratilo: 0,091700 Kardansko vratilo: 0,315700 Hidraulična kočnica SCHENK: 1,344000 Ukupno: 1,755389	

U tom smislu slična korelacija se može postaviti i između krajnjeg odsečka kolenastog vratila (slika 7.9 c) i karakterističnog odsečka (slika 7.9 b). Kako krajnji odsečak kolenastog vratila u sebi sadrži karakteristični odsečak i krajnji osnosimetrični deo kolenastog vratila (slika 7.10), torziona krutost tog krajnjeg osnosimetričnog dela kolenastog vratila, koja u stvari predstavlja torzionu krutost c_7 EDTS, bi morala zadovoljiti relaciju:

$$\frac{1}{c_7} = \frac{1}{\frac{1283\ 565}{1\ 599\ 912} \cdot c_2} - \frac{1}{c_2} \quad (7.37)$$

odakle se dobija zavisnost između torzionih krutosti c_7 i c_2 oblika:

$$c_7 = \frac{1283656}{316256} \cdot c_2 \quad (7.38)$$

Torziona krutost c_8 se može dobiti iz relacije:

$$\frac{1}{c_8} = \sum \frac{1}{c_i} \quad (7.39)$$

gde komponente c_i uključuju torzione krutosti dva vratila (vratilo 1 i vratilo 2) prikazana na slici 7.12, kardanskog vratila i motorske kočnice. Ovaj parametar je najveća nepoznanica iz više razloga:

- Vitko vratilo (vratilo 1) je ožlebljeno na oba kraja i poseduje značajne radijuse na prelascima cilindričnih delova, pa je određivanje realne vrednosti torzione krutosti ovog elementa sistema problematično čak i ako se koristi MKE.
- Za uležišteno vratilo (vratilo 2) ne postoji potpuna konstruktivna dokumentacija pa su neke njegove mere određene na licu mesta, bez detaljnog rasklapanja ovog sklopa.
- Torziona krutost kardanskog vratila određena je na osnovu kataloških podataka proizvođača, međutim to vratilo je nakon loma dela prema kočnici reparirano, tako da njegove dimenzije sada odstupaju od dimenzija serijski proizvedenog vratila pre loma. Tačnije određivanje torzione krutosti kardanskog vratila bi podrazumevalo korigovanje momenta inercije i torzione krutosti ovog elementa u odnosu na kataloške podatke, u skladu sa izvršenim izmenama tokom njegove reparacije. Međutim, podaci o izvršenim izmenama nisu bili sačuvani, pa je korekcija izvršena približnim merenjem novougrađenih elemenata i razlika dobojenih mera od mera elemenata vratila koja odgovaraju kataloškim podacima.
- Torziona krutost hidraulične kočnice je usvojena na osnovu kataloških podataka proizvođača (SCHENK), i te podatke nije bilo moguće proveriti.

Na osnovu raspoloživih, kako je rečeno, dosta nepouzdanih podataka, proračuni ukazuju da torziona krutost c_8 EDTS treba da ima vrednost između 80 000 i 90 000 Nm/rad.

Početna procena parametara EDTS data je u tabeli 7.4.

7.5.3 Identifikacija parametara EDTS na osnovu procenjenih vrednosti kružnih frekvencija slobodnog oscilovanja

Nakon zamene realnog sistema sa EDTS, stvara se mogućnost da se dinamičko ponašanje takvog sistema opiše matematičkim jednačinama. U tački 3.1 je već izvedena matrična jednačina (3.72) koja je u stanju da opiše torziono oscilovanja pojedinih inercijalnih masa EDTS, kao što je EDTS prikazan na slici 7.13, i ovde će se samo ponoviti:

$$\mathbf{J} \cdot \ddot{\boldsymbol{\vartheta}} + \mathbf{K} \cdot \dot{\boldsymbol{\vartheta}} + \mathbf{C} \cdot \boldsymbol{\vartheta} = \mathbf{M}(\boldsymbol{\alpha}) \quad (3.72)$$

Matematički model koji bi se odnosio na sopstvene prigušene oscilacije sistema se može dobiti ako se u jednačini (3.72) pobudni momenti izjednače sa nulom:

$$\mathbf{J}(J_1, J_2, \dots, J_n) \ddot{\boldsymbol{\vartheta}} + \mathbf{K}(k_1, k_2, \dots, k_n, \epsilon_1, \epsilon_2, \dots, \epsilon_{n-1}) \dot{\boldsymbol{\vartheta}} + \mathbf{C}(c_1, c_2, \dots, c_{n-1}) \boldsymbol{\vartheta} = 0 \quad (7.40)$$

Rešenje za sistema homogenih linearnih jednačina (7.40) je oblika $\boldsymbol{\vartheta} = \mathbf{A}e^{\omega_s \cdot t}$, pri čemu je $\boldsymbol{\vartheta}$ vektor torzionih oscilacija, ω_s sopstvena frekvencija torzionog oscilovanja

sistema, a \mathbf{A} je vektor amplituda torzionih oscilacija. Karakteristična jednačina odgovarajućeg svojstvenog problema je:

$$\det[\omega_s^2 \mathbf{J}(J_1, J_2, \dots, J_n) + \omega_s \mathbf{K}(k_1, k_2, \dots, k_n, \epsilon_1, \epsilon_2, \dots, \epsilon_{n-1}) + \mathbf{C}(c_1, c_2, \dots, c_{n-1})] = 0 \quad (7.41)$$

Ako se oslonimo na podatke iz literature prema kojima se zanemarivanjem prigušenja u sistemu ne pravi greška u proceni vrednosti kružnih frekvenci oscilovanja veća od 1,5% [2, 5], može se dobiti karakteristična jednačina neprigušenog slobodnog oscilovanja sistema:

$$\det[\omega_s^2 \mathbf{J}(J_1, J_2, \dots, J_n) + \mathbf{C}(c_1, c_2, \dots, c_{n-1})] = 0 \quad (7.42)$$

Na bazi jednačine (7.42) razvijene su različite metode određivanja relativnih amplituda i sopstvenih frekvencija oscilovanja, pod pretpostavkom da su momenti inercije i torzione krutosti EDTS poznati. Jedna od najjednostavnijih i najtačnijih metoda je Holcerova metoda, koja se za EDTS od n masa se zasniva na sledećim jednačinama [5]:

$$a_1 = 1 \quad (7.43)$$

$$a_2 = a_1 - \frac{\omega_s^2}{c_1} J_1 \cdot a_1 \quad (7.44)$$

$$a_i = a_{i-1} - \frac{\omega_s^2}{c_{i-1}} (J_1 \cdot a_1 + J_2 \cdot a_2 + \dots + J_{i-1} \cdot a_{i-1}) \quad (7.45)$$

$$a_n = a_{n-1} - \frac{\omega_s^2}{c_{n-1}} (J_1 \cdot a_1 + J_2 \cdot a_2 + \dots + J_{i-1} \cdot a_{i-1} + \dots + J_{n-1} \cdot a_{n-1}) \quad (7.46)$$

Momenti inercije pojedinih masa EDTS- J_i se smatraju konstantnim, pošto jedino za takvu pretpostavku važi jednačina (3.72), kako je već i rečeno u tački 3.1 ovog rada. Relativne amplitude oscilovanja i kružna frekvencija nekog od oblika sopstvenih oscilacija moraju da zadovolje uslov dat jednačinom (7.47), koja se naziva frekventna jednačina sistema:

$$\sum_{i=1}^n J_i \cdot a_i \cdot \omega_s^2 = 0 \quad (7.47)$$

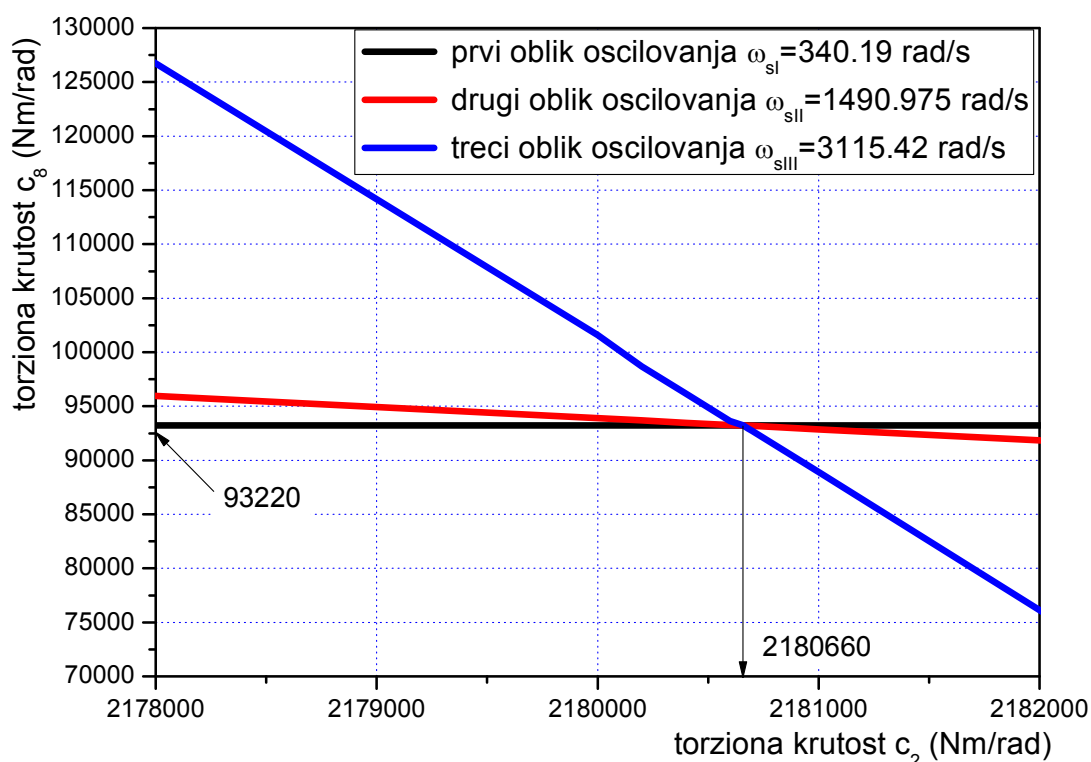
Kao približne (srednje) vrednosti kružnih frekvenci prva tri oblika slobodnog oscilovanja realnog oscilatornog sistema prema analizi izvršenoj u tački 6.2, mogu se usvojiti sledeće vrednosti:

- 340,17 rad/s za prvi oblik sopstvenog oscilovanja,
- 1492,71 rad/s za drugi oblik sopstvenog oscilovanja,
- 3073,97 rad/s za treći oblik sopstvenog oscilovanja.

Na bazi Holcerove metode, sa kružnim frekvencijama slobodnog oscilovanja kao ulaznim podacima, moguće je izvršiti inverzan postupak i potražiti vrednosti baznih parametara usvojenog EDTS koje vernije odgovaraju realnom dinamičkom sistemu.

Torzione krutosti c_1 i c_7 su pretpostavljene kao funkcije torzione krutosti karakterističnog odsečka kolenastog vratila c_2 prema jednačinama (7.36) i (7.38). Ako se krene od približnih (srednjih) vrednosti kružnih frekvencija prva tri oblika slobodnog oscilovanja realnog oscilatornog sistema i od početnih podataka datih u tabeli 7.4, variranjem baznih parametara usvojenog EDTS, mogu se dobiti tačnije vrednosti nepoznatih torzionih krutosti c_2 i c_8 , kao i momenata inercije. Poznavanje tačnije vrednosti torzione krutosti karakterističnog odsečka c_2 , znači da su određene i torzione

krutosti c_1 i c_7 , s obzirom na njihovu međusobnu zavisnost prema jednačinama (7.36) i (7.38).



Slika 7.16 – Međusobna zavisnost nepoznatih torzionih krutosti c_2 i c_8 ekvivalentnog torzionog sistema za prva tri oblika slobodnog oscilovanja

Variranjem vrednosti torziona krutosti c_2 , poštujući ograničenja data sistemom jednačina od (7.43) do (7.47), dobija se međusobna zavisnost torzionih krutosti c_2 i c_8 za prva tri oblika oscilovanja. Ta zavisnost je prikazana na slici 7.16. Da bi se sve tri krive zavisnosti torzionih krutosti c_2 i c_8 sekle u jednoj tački, morala se izvrši korekcija momenata inercije EDTS:

- $J_1 = 0,010441 + 0,002 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 = 0,012441 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- $J_2 = 0,170368 - 0,002092 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 = 0,168276 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- $J_3 = J_4 = J_5 = J_6 = J_7 = 0,169928 - 0,002092 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 = 0,167836 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- $J_8 = 0,278054 + 0,002 = 0,280054 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Blage korekcije su primenjene i na vrednostima kružnih frekvencija sopstvenog oscilovanja, tako da su usvojene sledeće vrednosti:

- 340,170 rad/s kružna frekvencija prvog oblika sopstvenog oscilovanja,
- 1490,975 rad/s kružna frekvencija drugog oblika sopstvenog oscilovanja,
- 3115,420 rad/s kružna frekvencija trećeg oblika sopstvenog oscilovanja.

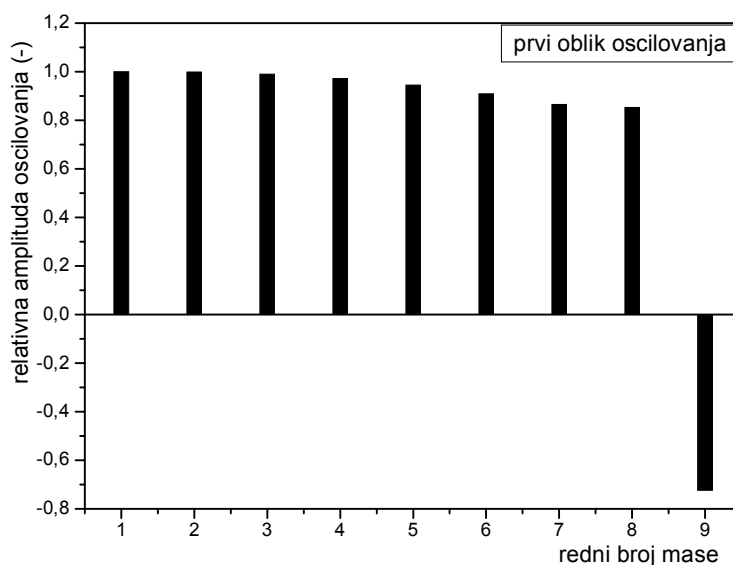
7. Definisanje ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema

Tabela 7.5 – Identifikovani parametri EDTS sa devet inercijalni masa

R. br.	J kg·m ²	c N·m/rad	l_e m
1.	0,012441		
		2 066 228	0,29618
2.	0,168276		
		2 180 660	0,28138
3.	0,167836		
		2 180 660	0,28138
4.	0,167836		
		2 180 660	0,28138
5.	0,167836		
		2 180 660	0,28138
6.	0,167836		
		2 180 660	0,28138
7.	0,167836		
		8 851 112	0,06932
8.	0,280054		
		93 220	6,59836
9.	1,755389		

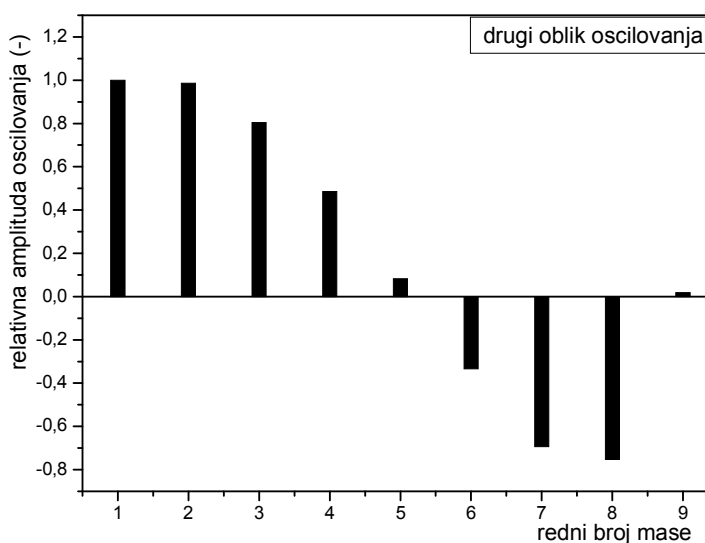
U tabeli 7.5 su prikazani bazni parametri EDTS čije se kružne frekvencije sopstvenog oscilovanja procenjene sa dovoljnom tačnošću i nalaze se u području u kome je procenjeno da se nalaze i kružne frekvencije sopstvenog oscilovanja realnog sistema. Krive na slici 7.16 pokazuju da gradijenti funkcija međusobne zavisnosti torzionih krutosti c_2 i c_8 rastu sa rednim brojem oblika oscilovanja. Uzimanjem u obzir trećeg oblika slobodnog oscilovanja, značajno je suženo područje u kojem treba da se nalaze torziona krutosti ekvivalentnog torzionog sistema. Interesantno je da u je ovoj fazi identifikacije parametara EDTS, procenjena torziona krutost karakterističnog odsečka kolenastog vratila c_2 najbliža vrednosti koja je dobijena prema poluempirijskoj formuli Zimjanenka (slika 7.15).

masa	amplituda ($\omega_{SI}=340,17$)
1	1
2	0,99931
3	0,98975
4	0,97139
5	0,94441
6	0,90904
7	0,86559
8	0,85300
9	-0,72358



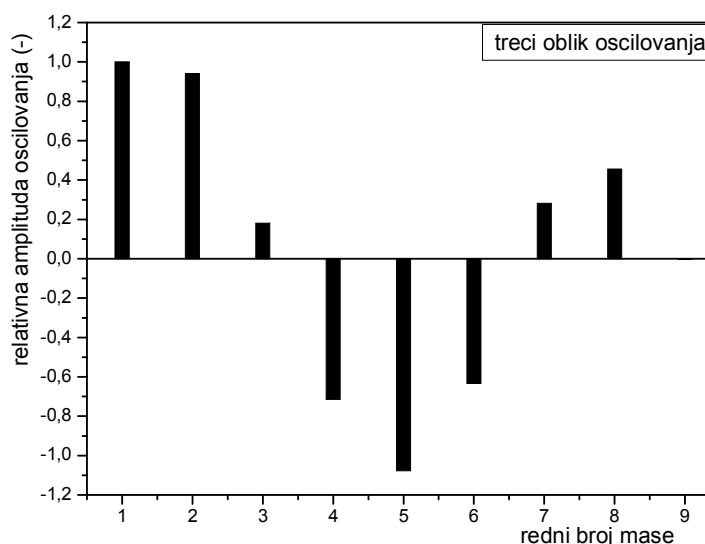
Slika 7.17 – Odnos relativnih amplituda kod prvog oblika slobodnog oscilovanja

masa	amplituda ($\omega_{SII}=1490,975$)
1	1
2	0,98665
3	0,80471
4	0,48509
5	0,08248
6	-0,33425
7	-0,69379
8	-0,75341
9	0,01847



Slika 7.18 – Odnos relativnih amplituda kod drugog oblika slobodnog oscilovanja

masa	amplituda ($\omega_{SIII}=3115,42$)
1	1
2	0,94171
3	0,18102
4	-0,71490
5	-1,07678
6	-0,63428
7	0,28203
8	0,45639
9	-0,00250



Slika 7.19 – Odnos relativnih amplituda kod trećeg oblika slobodnog oscilovanja

Sada je na osnovu sistema jednačina od (7.43) do (7.47) moguće uspostaviti odnos relativnih amplituda za prva tri oblika slobodnog oscilovanja usvojenog EDTS. Ti dijagrami su prikazani na slikama 7.17, 7.18 i 7.19.

7.5.4 Pojednostavljenje EDTS

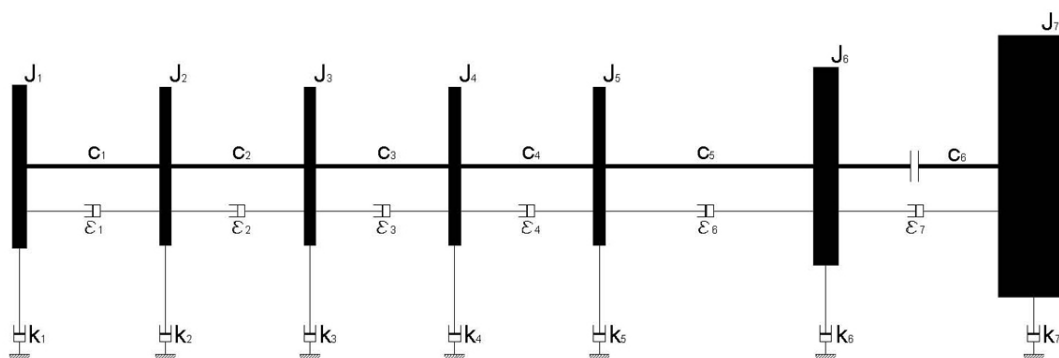
Smanjenje broja stepeni slobode prikazanog ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema, kako bi se dobila prostija varijanta sa sedam inercijalnih masa, može se postići ako se prve dve mase sa leve strane (označene brojevima 1 i 2), odnosno 7 i 8 sa druge strane, objedine u dve nove mase, poštujući princip o nepromenljivosti kinetičke i potencijalne energije celog sistema. Ovim postupkom se pored pojednostavljenja modela postiže to da se ugaone brzine izmerene na masama broj 1 i 8, a na kojima ne deluju pobudni momenti gasnih i inercijalnih sila, izjednače sa ugaonim brzinama prvog, odnosno poslednjeg odsečka kolenastog vratila. Time se dobija novi, redukovani

7. Definisanje ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema

EDTS na kome se mogu primeniti jednačine matematičkog modela dinamičkog ponašanja kolenastog vratila kao elastičnog tela.

Konstantni moment inercije J_1 novog, redukovanog ekvivalentnog dinamičko-torzionog sistema je dobijen sabiranjem momenata inercije J_1 i J_2 prethodnog sistema, dok je moment inercije J_6 dobijen sabiranjem momenata inercije J_7 i J_8 prethodno usvojenog sistema. Torziona krutost c_5 je određena iz odnosa $\frac{1}{c_5} = \frac{1}{c_6} + \frac{1}{c_7}$, gde su c_6 i c_7 torziona krutosti prethodno usvojenog torzionog sistema. Svi ostali parametri su identični prethodno usvojenim parametrima EDTS sa devet inercijalnih masa. U tabeli 7.6 su prikazani parametri novog, redukovanog EDTS sa sedam inercijalnih masa.

Treba podsetiti da je dokazano da svaka redukcija EDTS sažimanjem više inercijalnih masa u jednu masu ima za posledicu da redukovani EDTS u odnosu na početnu varijantu ima nešto više frekvencije sopstvenog oscilovanja (tačka 7.4). To znači da novi EDTS sa sedam inercijalnih masa prikazan na slici 7.20 neće zadržati iste dinamičke karakteristike kao i složenija varijanta sa devet masa (slika 7.13), iako ova dva sistema u statičkim uslovima obezbeđuju jednakost potencijalnih i kinetičkih energija.



Slika 7.20 – Pojednostavljeni model EDTS sa sedam inercijalnih masa

Tabela 7.6 – Parametri redukovanog EDTS sa sedam inercijalnih masa

R. br. mase	J kg·m ²	c N·m/rad
1.	0,180717	2066228
2.	0,167836	2180660
3.	0,167836	2180660
4.	0,167836	2180660
5.	0,167836	1749607
6.	0,447890	93220
7.	1,755389	

8. Identifikacija nepoznatih parametara matematičkog modela u kojem se kolenasto vratilo motora smatra elastičnim telom

8.1 Osvrt na teoriju optimizacije matematičkih modela

8.1.1 Podela, ciljevi i zadaci matematičkih modela

Modeli predstavljaju materijalnu ili apstraktnu aproksimaciju realnih sistema, pa se samim tim dele na materijalne i apstraktne. Pod materijalnim modelima se podrazumijevaju praktično realizovani objekti koji su osmišljeni tako da budu adekvatna zamena realnim objektima, odnosno po svojim konkretnim svojstvima su namenjeni da zamene realne objekte. Apstraktni modeli predstavljaju modele kojim se simuliraju svojstva realnih objekata, tako da je moguća imitacija postojećih objekata ili objekata koji bi se mogli realizovati. Poseban oblik apstraktnih modela predstavljaju matematički modeli.

Matematički modeli koriste matematički aparat da bi se opisalo ponašanje stvarnog sistema. Realizuju se na bazi matematičkog opisivanja realnog sistema, a treba da omoguće približavanje rezultata simulacija rezultatima dobijenim merenjem na realnom objektu. Koriste se kada se analiziraju sistemi kojim treba da se upravlja ili koji treba da se optimiziraju. Na osnovu ovakvih hipotetičkih modela procenjuje se kako bi neki sistem trebalo da se ponaša, ili se procenjuje kako pojedini parametri utiču na odziv sistema.

U zavisnosti od nivoa složenosti i raspoloživih informacijama o nekom sistemu, usvojena je teoretska podela matematičkih modela na modele: providne, poluprovidne i crne kibernetičke kutije.

Matematičkim modelima providne kibernetičke kutije objekti se opisuju skupom matematičkih zavisnosti koje odgovaraju fizikalnosti procesa i ne sadrže nepoznate parametre (koeficijente).

Matematičkim modelima poluprovidne kibernetičke kutije objekti se opisuju skupom matematičkih zavisnosti koje odgovaraju fizikalnosti procesa ali sadrže i nepoznate ili orijentaciono poznate parametre. Nepoznati ili orijentaciono poznati parametri modela određuju se obradom eksperimentalno dobijenih informacija sa objekta ili od materijalnog modela.

Matematičkim modelima crne kibernetičke kutije objekat se opisuje skupom matematičkih zavisnosti pri čemu se ta matematička zavisnost ne izvodi na osnovu fizičkih zakona koji odgovaraju procesima u objektu, već se koriste aproksimacione jednačine.

Dakle, može se zaključiti da se samo matematički modeli providne i poluprovidne kibernetičke kutije izvode na bazi fizičkih zakona. Složene objekte, a tu spadaju i dinamičko-oscilatorni sistemi čiji je sastavni deo motor, praktično je nemoguće opisati u potpunosti matematičkim modelom providne kibernetičke kutije. Matematički modeli crne kibernetičke kutije bi donekle mogli da opišu konkretan sistem, ali ne i da daju kompletnu sliku o fizikalnosti procesa koji se odigravaju u njemu i nisu sposobni da prognoziraju proces pri većim izmenama parametara.

Dakle, dinamičko-oscilatorni sistemi čiji je sastavni deo motor jedino se sa dovoljnom tačnošću mogu opisati matematičkim modelima koji spadaju u grupu modela sive ili poluprovodne kibernetičke kutije.

Matematički model dinamičko-oscilatornog sistema čiji deo je motor SUS sadrži veći broj parametara koji u znatnoj meri utiču na izlazne rezultate, a čije su vrednosti nepoznate, odnosno orjentaciono poznate. Identifikacija vrednosti ovih parametara modela izvodi se tako da se minimizira razlika između izlaza modela i eksperimentalno dobijenih istih izlaznih veličina sa objekta. Može se reći da je identifikacija parametara modela, pored stepena približenja modela realnim procesima koje opisuje, ključni uslov za postizanje dobrog slaganja rezultata dobijenih na osnovu matematičkog modela i na osnovu eksperimentalnih merenja.

S druge strane, na osnovu vrednosti identifikovanih parametara može se dobiti bolji uvid u one delove matematičkog modela čije je modeliranje više ili manje formalizovano, i izvršiti provera učinjenih pretpostavki. U ovom radu se to odnosi na torzione krutosti, momente inercije i trenje u motoru. Isto tako mogu se dobiti informacije o fizičkim veličinama čije je tačno merenje u radnim uslovima motora otežano ili nemoguće. Tipičan primer jednog takvog parametra je strukturno (unutrašnje) prigušenje torzionih oscilacija u materijalu kolenastog vratila.

8.1.2 Identifikacija parametara matematičkog modela

Matematički modeli dinamičko-oscilatornih sistema čiji je sastavni deo motor su nastali i razvijali se više decenija unazad. Najčešće se problem dinamičkog ponašanja ovakih sistema bazira na matematičkim modelima opšteg oblika:

$$J(\alpha) \cdot \ddot{\alpha} = M(\alpha, \dot{\alpha}, q, t) \quad (8.1)$$

sa početnim uslovima $\alpha(t_0) = \alpha_0$, $\dot{\alpha}(t_0) = \dot{\alpha}_0$.

U jednačini (8.1) J predstavlja matricu momenata inercije masa sistema, M matricu generalisanih momenata, α , $\dot{\alpha}$, i $\ddot{\alpha}$ su vektori pomeraja, brzina i ubrzanja, q je vektor nepoznatih parametara i t je vreme. Vektor generalisanih momenata M , u opštem slučaju, uključuje spoljne i unutrašnje momente kao i momente usled Koriolisovog (Coriolis) ubrzanja.

Matematički modeli ovog tipa su razvijani tako da budu što jednostavniji, ali i da sa zadovoljavajućom tačnošću opišu dati problem. Složenost nekog konkretnog matematičkog modela direktno zavisi od složenosti realnog dinamičkog sistema. Zajedničko za sve matematičke modele ovog tipa je postojanje parametara koji predstavljaju fizičke osobine realnog dinamičkog sistema kao što su: dimenzije, mase, koeficijenti krutosti, prigušenja, itd. Ti parametri se svrstavaju u dve osnovne grupe: poznate parametre i nedovoljno poznate, odnosno nepoznate parametre.

Uobičajeno je, za proces identifikacije nepoznatih parametara, da se za eksperimentalne podatke dobijene merenjem u obliku tablične funkcije y sa n_m tačaka odrede nepoznati parametri $q \in R^p$ tako da bude uspunjeno:

$$y \cong \mathcal{M}(t, q) \quad (8.2)$$

U jednačini (8.2) $\mathcal{M}(t, q)$ predstavlja kinematsku izlaznu funkciju iz matematičkog modela analognu izmerenim vrednostima funkcije y realnog sistema, na osnovu koje se vrši identifikacija nepoznatih parametara sadržanih u vektoru q . Najčešće je to ugaona

brzina neke od inercijalnih masa oscilatornog sistema. Vektor nepoznatih parametara je oblika $\mathbf{q} = (q_1 \quad q_2 \quad \dots \quad q_p)$, pri čemu je $\mathbf{q} \in R^p$ (R je skup realnih brojeva). Potreban uslov za uspešnu identifikaciju vektora \mathbf{q} je da broj izmerenih podataka bude daleko veći od broja nepoznatih parametara modela, $n_m \gg p$, gde je p dimenzija vektora \mathbf{q} .

Generalni pristup problemu identifikacije parametara predstavlja problem minimizacije razlike između rezultata dobijenih merenjem i matematičkim modeliranjem, tj:

$$r_i(\mathbf{q}) = y_i - \mathcal{M}(t, \mathbf{q}) \quad (8.3)$$

Ovaj uslov se zadovoljava mnogo efikasnije preko funkcije cilja [1, 40], zadate u obliku polovine sume kvadrata razlika:

$$F(\mathbf{q}) = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^{n_m} r_i^2(\mathbf{q}) \quad (8.4)$$

Za funkciju cilja se često koristi termin *funkcional* [1, 4, 8, 9, 15, 24]. Ovaj termin je prihvaćen zbog toga što član $\mathcal{M}(t, \mathbf{q})$ nije prosta funkcija, već predstavlja funkcionalnu zavisnost proisteklu iz složenog modela koji se rešava numeričkim putem. Funkcija cilja može biti ponderisana, odnosno desna strana jednačine (8.4) može biti množena sa promenljivim ponderom, čime se pojedinim tačkama može dati manja ili veća važnost, zavisno od očekivane tačnosti eksperimentalnih podataka u datoj tački [1]. Procena nepoznatih parametara modela na osnovu n_m izmerenih vrednosti izlazne funkcije realnog sistema se bazira na minimizaciji funkcije cilja:

$$\mathbf{q}^* = \min_{\mathbf{q}} (F(\mathbf{q})) \quad (8.5)$$

Razlike između rezultata dobijenih merenjem i modeliranjem $r_i(\mathbf{q})$, $i=1, 2, n_m$, mogu se predstaviti vektorom ostataka u sledećem obliku:

$$\mathbf{r}(\mathbf{q}) = (r_1(\mathbf{q}) \quad r_2(\mathbf{q}) \quad r_3(\mathbf{q}) \quad \dots \quad r_{n_m}(\mathbf{q})) \quad (8.6)$$

Funkcija cilja se može pisati i u matričnom obliku:

$$F(\mathbf{q}) = \frac{1}{2} \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q}) \quad (8.7)$$

8.1.3 Procedura optimizacije

Bez namere da se dublje zalazi u kompleksnu teoriju optimizacije čiji detaljniji prikaz bi zahtevao dosta prostora, ovde će biti izložen kratak, teoretski okvir metode Markvarta koja je korišćena u ovom radu. Ova oblast vrlo detaljno i sveobuhvatno već razmatrana u doktorskoj disertaciji prof. dr M. Tomića [1], pa će se ovde dati samo kratke crtice za bolje razumevanje od strane onih čitalaca koji se do sada nisu ozbiljnije zanimali ovom problematikom.

Identifikacija parametara \mathbf{q}^* prema jednačini (8.5) se svodi na problem minimizacije sume kvadrata razlika, to jest funkcije cilja. Problemi ovog tipa predstavljaju predmet intenzivnog istraživanja poslednjih pet–šest decenija, uglavnom zbog njegove primjenljivosti u mnogim praktičnim problemima. Gotovo u svim oblastima prirodnih nauka gde se treba minimizirati razlika između matematičkog modela i rezultata dobijenih merenjem, koristi se funkcija cilja oblika (8.4). Osnovni principi mnogih razvijenih procedura optimizacije se baziraju na Jakobijevoj (Jacobi) matrici $\mathbf{Y}(\mathbf{q})$ za vektor ostataka $\mathbf{r}(\mathbf{q})$:

$$Y(\mathbf{q}) = \begin{pmatrix} \frac{\partial r_1(\mathbf{q})}{\partial q_1} & \frac{\partial r_1(\mathbf{q})}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial r_1(\mathbf{q})}{\partial q_p} \\ \frac{\partial r_2(\mathbf{q})}{\partial q_1} & \frac{\partial r_2(\mathbf{q})}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial r_2(\mathbf{q})}{\partial q_p} \\ \dots & \dots & \ddots & \dots \\ \frac{\partial r_{n_m}(\mathbf{q})}{\partial q_1} & \frac{\partial r_{n_m}(\mathbf{q})}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial r_{n_m}(\mathbf{q})}{\partial q_p} \end{pmatrix} \quad (8.8)$$

Tada je gradijent funkcije cilja $F(\mathbf{q})$ [1, 4]:

$$\nabla F(\mathbf{q}) = \sum_{i=1}^{n_m} \nabla r_i(\mathbf{q}) \cdot r_i(\mathbf{q}) = Y(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q}) \quad (8.9)$$

Drugi izvod funkcije cilja se naziva i Heseova (Hesse) matrica, i izračunava se iz jednačine [1, 4]:

$$\nabla^2 F(\mathbf{q}) = \sum_{i=1}^{n_m} \nabla r_i(\mathbf{q}) \cdot \nabla r_i(\mathbf{q})^T + \sum_{i=1}^{n_m} r_i(\mathbf{q}) \cdot \nabla^2 r_i(\mathbf{q})^T = Y(\mathbf{q})^T \cdot Y(\mathbf{q}) + S(\mathbf{q}) \quad (8.10)$$

gde je

$$S(\mathbf{q}) = \sum_{i=1}^{n_m} r_i(\mathbf{q}) \cdot \nabla^2 r_i(\mathbf{q})^T \quad (8.11)$$

U praktičnim primenama daleko je lakše izračunavanje prvog izvoda funkcije cilja $F(\mathbf{q})$ preko jednačine (8.9), iz koje se vidi da funkcija cilja direktno zavisi od Jakobijeve matrice $Y(\mathbf{q})$. Međutim, karakteristična i vrlo važna osobina problema minimizacije sume kvadrata je da se, poznajući Jakobijevu matricu $Y(\mathbf{q})$, može izračunati prvi deo Heseove matrice prema jednačini (8.10). Prvi član Heseove matrice $Y(\mathbf{q})^T \cdot Y(\mathbf{q})$ je daleko uticajniji od drugog, pa su diferencijalne jednačine matematičkog modela vrlo bliske linearno aproksimirajućim jednačinama u okolini optimalnog rešenja traženog vektora \mathbf{q} , na šta ukazuje $\nabla^2 r_i(\mathbf{q})$ kao veličina manjeg reda od $Y(\mathbf{q})^T \cdot Y(\mathbf{q})$.

Funkcija cilja se, zbog složene forme matematičkih modela, ne izražava u analitičkom obliku koji bi omogućavao računanje njenog gradijenta. Zato se i ne traži analitičko rešenje minimuma funkcije cilja, već se koriste numeričke, iterativne metode. U referenci [40] koja datira iz 1973. godine, dat je čitav niz optimizacionih metoda razvijenih do tada, sa algoritimima i pratećim fortranskim programima koji se mogu prilagoditi konkretnom problemu. U međuvremenu su ove metode usavršavane i prilagođavane okruženjima novo-razvijenih programskih paketa, pa se, na primer, u MatLab-u mogu koristiti kao zasebne funkcije čije pozivanje se obavlja kroz jednu ili dve linije glavnog programa [4, 15, 24]. Za mnoge od danas korišćenih metoda optimizacije koje se zasnivaju na minimizaciji funkcije cilja se može reći da vode poreklo od [1, 40]:

- Linearne regresione metode,
- Metode Gaus–Njutn (Gauss–Newton),
- Metoda Markvarta (negde se naziva i metoda Levenberg–Markvart), i
- Metoda Pauela (Powell).

Metoda Gaus–Njutn i metoda Markvarta za problem minimizacije sume kvadrata koriste pomenutu osobinu Heseove matrice, čime su postavljeni teoretski osnovi koji opravdavaju linearizaciju diferencijalnih jednačina matematičkog modela nakon njihovog razvijanja u Tejlorovov (Taylor) red, u okolini optimalnih vrednosti vektora \mathbf{q} .

Metoda Markvarta je pokazala visoku efikasnost pri rešavanju problema vezanih za radni ciklus motora i motorskih uređaja [1], pa je zato i korišćena u ovom radu. Ova metoda se oslanja na metodu Gaus–Njutn, tj. predstavlja njenu usavršenu verziju. Međutim, između ove dve metode postoje i suštinske razlike, a da bi se opisala metoda Markvarta, neophodno je u kratkim crtama opisati i metodu Gaus–Njutn, kao njenu preteču.

8.1.4 Metoda Gaus–Njutn

Metoda Gaus–Njutn, kojom se postiže optimizacija funkcije cilja zasniva se na njenom razlaganju u Tejlorov red. Nakon uvođenja vektora \mathbf{d} koji predstavlja *pravac traganja*, funkcija $F(\mathbf{q} + \mathbf{d})$ se može razviti u Tejlorov red u okolini tekuće tačke \mathbf{q}^* . Odbacivanjem svih članova višeg reda kao manje značajnih, a zadržavanjem samo prva dva člana, dobija se [1, 4]:

$$F(\mathbf{q} + \mathbf{d}) = F(\mathbf{q}) + \nabla F(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{d} + \frac{1}{2} \cdot \mathbf{d}^T \cdot \nabla^2 F(\mathbf{q}) \cdot \mathbf{d} \quad (8.12)$$

Ako se uzmu u obzir jednačine (8.9) i (8.10), uz izostavljanje člana $\mathbf{S}(\mathbf{q})$ prilikom izračunavanja Heseove matrice kao veličina manjeg reda, pravac traganja za minimumom funkcije $F(\mathbf{q} + \mathbf{d})$ po ovoj metodi se može dobiti iz sledeće jednačine [1, 4]:

$$\mathbf{d}_{GN} = -(\mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{q}))^{-1} \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q}) \quad (8.13)$$

gde indeks GN ukazuje da je pomeranje iz tekuće tačke u novu tačku dobijeno na osnovu Gaus–Njutnovog postupka. Jednačina (8.13) omogućava formiranje iterativnog postupka proračuna u kome se na osnovu tekuće tačke \mathbf{q}^k pronalazi pravac \mathbf{d}_{GN}^k duž kojeg treba tražiti bolju procenu minimalne vrednosti funkcije cilja $F(\mathbf{q} + \mathbf{d})$.

Konvergencija metode zavisi od toga koliko je linearizovani model verno reprezentovan vektorom ostatka $\mathbf{r}(\mathbf{q})$. U slučaju da su funkcije $r_i(\mathbf{q})$ po svojoj prirodi linearne, optimum se postiže u jednom jedinom koraku. Kod izrazito nelinearnih funkcija ostatka $r_i(\mathbf{q})$, konvergencija je veoma dobra u blizini optimalne tačke, jer tu linearizovani model relativno verno aproksimira stvarni vektor $\mathbf{r}(\mathbf{q})$. Dalje od optimuma, gde je greška linearizacije veća, konvergencija je slabija [1].

8.1.5 Metoda Markvarta

Opisani postupak Gaus–Njutna daje dobru konvergenciju u okolini optimalne tačke, čak i kod izrazitijih nelinearnosti funkcije ostatka $\mathbf{r}(\mathbf{q})$. S druge strane, dalje od optimuma, Gaus–Njutnov model može znatnije odstupati od stvarnih vrednosti, što dovodi do slabe konvergencije ili čak divergencije postupka. S druge strane, razvijene su *gradijentne metode prvog reda* ili *metode najbržeg pada*, koje zbog upravo suprotne osobine, da veoma dobra konvergencija u početnoj fazi postupka prelazi u vrlo slabu konvergenciju u blizini optimuma, nisu našle širu primenu. Nametnula se ideja da se na neki način kombinuju dobre osobine ove dve metode uz istovremenu eliminaciju navedene negativne osobine. Teoretski prilaz ove modifikacije se zasniva na drugačijem obliku jednačine (8.13) na kojoj je bazirana metoda Gaus–Njutn [1, 4]:

$$\mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{q}) \cdot \mathbf{d}_{GN} = -\mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q}) \quad (8.14)$$

Kod gradijentne metode prvog reda korak se izvodi u pravcu negativnog gradijenta funkcije cilja. Ako ovaj pravac obeležimo indeksom \mathbf{g} , imaćemo [1, 4]:

$$\mathbf{d}_g = - \left(\frac{\partial F(\mathbf{q})}{\partial q_1} \quad \frac{\partial F(\mathbf{q})}{\partial q_2} \quad \dots \quad \frac{\partial F(\mathbf{q})}{\partial q_p} \right) \quad (8.15)$$

Pravac traganja kod svake metode koja vodi ka optimumu funkcije cilja, mora da bude u opsegu $\pm 90^\circ$ u odnosu na pravac negativnog gradijenta funkcije cilja. U protivnom duž tog pravca ne mogu se očekivati manje vrednosti funkcije cilja, nego veće. S druge strane, obzirom na izduženi oblik kontura funkcije cilja u najvećem broju problema, pravac \mathbf{d}_{GN} zaklapa skoro prav ugao sa pravcem \mathbf{d}_g , što je i praktično proveravano u referenci [1]. Zbog toga je vrlo razložno očekivati da bi neki usavršeni metod vršio traganje duž pravca \mathbf{d} koji se nalazi između \mathbf{d}_{GN} i \mathbf{d}_g . Novi pravac traganja \mathbf{d} se bazira na jednačini [1, 4]:

$$(\mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{q}) + \lambda \cdot \mathbf{I}) \cdot \mathbf{d} = -\mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q}) \quad (8.16)$$

gdje je \mathbf{I} jedinična matrica reda $n_m \times n_m$, a $\lambda > 0$ pozitivni skalar. Ugao koji ovaj pravac zaklapa u odnosu na pravac \mathbf{d}_g iznosi [1, 4]:

$$\gamma = \arccos \frac{\mathbf{d}^T \cdot \mathbf{d}_g}{|\mathbf{d}| \cdot |\mathbf{d}_g|} \quad (8.17)$$

Imajući u vidu jednačine (8.9) i (8.15) iz kojih se vidi da je $\mathbf{d}_g = -\mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q})$, može se napisati [1, 4]:

$$\gamma = \arccos \frac{-\mathbf{d}^T \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q})}{|\mathbf{d}| \cdot |-\mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q})|} \quad (8.18)$$

Markvart je dokazao sljedeće tvrdnje [1, 4]:

- 1) Ako je $\mathbf{d}(\lambda)$ rešenje jednačine (8.18) za neku vrednost skalara λ , onda je i ugao γ monotono opadajuća funkcija u zavisnosti od λ , tako da za $\lambda \rightarrow \infty, \gamma \rightarrow 0$. Pošto \mathbf{d}_g ne zavisi od λ , to znači da pravac \mathbf{d} rotira prema \mathbf{d}_g kada $\lambda \rightarrow \infty$.
- 2) Za vrlo velike vrednosti λ u matrici $\mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{q}) + \lambda \cdot \mathbf{I}$ dominira dijagonala $\lambda \cdot \mathbf{I}$. Za $\lambda \rightarrow \infty$ imamo da $\mathbf{d} \rightarrow \frac{-\mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q})}{\lambda}$, odnosno vektori \mathbf{d} i $-\mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q})$ teže proporcionalnosti, a ugao između njih teži nuli. U tom slučaju ova metoda je identična metodi najbržeg pada. S druge strane ako je $\lambda = 0$ jednačina (8.15) se svodi na jednačinu (8.13) i pravac traganja \mathbf{d} postaje Gaus–Njutnov pravac \mathbf{d}_{GN} . Ugao γ se tada kreće u intervalu $0 < \gamma < \frac{\pi}{2}$.

Na osnovu iznesenih činjenica postavljen je osnovni koncept metode Markvarta. Na k -toj iteraciji formira se jednačina [1, 4]:

$$(\mathbf{Y}(\mathbf{q}^k)^T \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{q}^k) + \lambda^k \cdot \mathbf{I}) \cdot \mathbf{d}^k = -\mathbf{Y}(\mathbf{q}^k)^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q}^k) \quad (8.19)$$

čijim se rešavanjem dobija vektor pomeranja \mathbf{d}^k . Nova procena nepoznatog vektora \mathbf{q} sada se vrši prema [1, 4]:

$$\mathbf{q}^{k+1} = \mathbf{q}^k + \mathbf{d}^k \quad (8.20)$$

Najvažnije je odabrati vrijednost λ^k tako da novi vektor \mathbf{q}^k daje manju vrednost funkcije cilja [1, 4]:

$$F(\mathbf{q}^{k+1}) < F(\mathbf{q}^k) \quad (8.21)$$

Iz ranijeg izlaganja sledi da dovoljno velika vrednost λ^k uvek dovodi do toga da jednačina (8.21) bude zadovoljena osim ako vektor \mathbf{q}^k već ima optimalnu vrednost,

odnosno funkcija cilja je već na minimumu. Jedan od zahteva koji je stajao pred Markvartom je i da strategija za izbor λ^k mora biti takva da se odabiraju male vrednosti kada funkcija cilja po Gaus–Njutnovoju metodi konvergira. Ovo je naročito primereno kasnijim fazama procesa minimizacije funkcije cilja, kada se vrednosti elemenata traženog vektora \mathbf{q} nalaze u neposrednoj blizini optimalne tačke \mathbf{q}^* . Velike vrednosti λ^k , su zbog toga korišćene samo kada je neophodno da bi se zadovoljila jednačina (8.21). Nova vrednost funkcije cilja $F(\mathbf{q}^{k+1})$ bi sa velikim λ^k verovatno imala minimum, ali bi traganje za takvom vrednošću λ^k na k -toj iteraciji bila loša globalna strategija. Ovakva lokalna optimizacija λ^k , podrazumeva izbor mnogo većih vrednosti λ^k nego što su neophodne za zadovoljavanje jednačine (8.21). Markvart je uspeo da svojim algoritmom izbegne ključne nedostatke klasičnih gradijentnih metoda: brzo početno napredovanje praćeno sve slabijim i slabijim.

I Gaus–Njutnova metoda i metoda Markvarta uzimaju u obzir samo linearne članove Tejlorovog reda, tako da je njihov pravac traganja baziran na jednačini [1, 4]:

$$F(\mathbf{q} + \mathbf{d}) = F(\mathbf{q}) + (\mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q}))^T \cdot \mathbf{d} + \frac{1}{2} \mathbf{d}^T \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{q}) \cdot \mathbf{d} \quad (8.22)$$

Na osnovu jednačine (8.22) formirana je sledeća optimizaciona procedura, koja je srž Marquardt-ove metode [1, 4]:

$$\mathbf{q}^{k+1} = \mathbf{q}^k + \alpha_k \cdot \mathbf{d}^k \quad (8.23)$$

$$\mathbf{d}^k = (\mathbf{Y}(\mathbf{q}^k)^T \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{q}^k))^{-1} \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{q}^k)^T \cdot \mathbf{r}(\mathbf{q}^k) \quad (8.24)$$

$$\alpha_k = \min_{\alpha} (F(\mathbf{q}^k + \alpha \cdot \mathbf{d}^k)) \quad (8.25)$$

Treba napomenuti da matrica $\mathbf{Y}(\mathbf{q}^k)$ ne sme biti singularna, i da je $\mathbf{Y}(\mathbf{q})^T \cdot \mathbf{Y}(\mathbf{q})$ uvek pozitivno definisana forma.

U ovom radu je za minimizaciju funkcije cilja korišćen originalni Markvartov algoritam dat u [40] (tzv. BSOLVE algoritam), to jest korišćen je predloženi fortranski potprogram koji se bazira na tom algoritmu. Izvorno u [40] taj fortranski potprogram je iskorišćen za ilustraciju efikasnosti primene pri identifikaciji parametara jednostavne eksponencijalne funkcije sa tri nepoznata parametra, ali se i ovoga puta pokazalo da se se uz odgovarajuće modifikacije može uspešno primeniti na mnogo složeniji, konkretan problem, i to mnogo efikasnije od svih ostalih raspoloživih metoda, što je na osnovu mnogo detaljnije analize i zaključeno u referenci [1].

Mora se pomenuti da se prilikom identifikacije parametara matematičkih modela, prema metodi Markvarta, u svakom iteracionom koraku moraju rešiti diferencijalne jednačine matematičkog modela najmanje onoliko puta koliki je broj nepoznatih parametara matematičkog modela (p), da bi mogla da se formira odgovarajuća Jakobijeva matrica. Matematički model razvijen u sklopu ovog rada sadrži veliki broj nepoznatih parametara (u ovom radu ih je bilo 18), sa vrlo širokim granicama unutar kojih bi se oni mogli nalaziti, pa je postupak optimizacije funkcije cilja pri obradi jednog režima ispitivanja, sa računaru koji je bio na raspolaganju autoru ovog rada, zahtevao i do osam časova utrošenog vremena. Sa ovako velikim brojem nepoznatih parametara, algoritam je često pronalazio lokalne minimume vektora \mathbf{q} , a onda je trebalo malo više vremena da se odredi novi pravac traganja, i da se krene ka globalnom minimumu funkcije cilja. Međutim, uz malo više iskustva i osmišljenu metodologiju neke vrste

automatizacije postupka uz istovremeno vizuelno praćenje napredovanja, ovo vreme računanja se može znatno skratiti.

8.2 Specifičnosti matematičkog modela razvijenog u sklopu ovog rada i nepoznatih parametara koje je potrebno identifikovati

Matematički model dinamičkog ponašanja oscilatornog sistema gde se kolenasto vratilo posmatra kao elastično telo podrazumeva da su za svaku masu EDTS prethodno identifikovani (odeđeni) momenti gasnih sila, momenti inercijalnih sila, promenljivi momenti inercije i momenti opterećenja. Pri definisanju ovih veličina mora se poći od pretpostavke da je kolenasto vratilo kruto telo, pošto realne uglove uvijanja (torzije) masa EDTS nisu poznate, odnosno, od matematičkog modela se tek očekuje da će omogućiti procenu njihovih približnih vrednosti. Ako se analizira izraz za izračunavanje komponenti momenata inercijalnih sila pojedinih i -tih masa EDTS koji direktno ulaze u matematički model:

$$M_{inzi}(\alpha_i, \omega_i) = -\frac{1}{2} \frac{dJ_{osci}(\alpha)}{d\alpha_i} \cdot \omega_i^2 \quad (8.26)$$

može se zaključiti da ove komponente zavise od izvoda momenata inercije po uglu obrtanja kolenastog vratila i trenutnih ugaonih brzina tih masa. Pri primeni jednačine (8.26) se usvaja da su ugaone brzine pojedinih masa konstantne i jednake srednjoj ugaonoj brzini kolenastog vratila ($\omega_i = \bar{\omega}$), čime se matematički model značajno pojednostavljuje uz uvažavanje činjenice da ovi momenti primarno zavise od izvoda promenljivog momenta inercije pojedinih masa EDTS po uglu obrtanja kolenastog vratila.

Promenljivi momenti inercije pojedinih i -tih masa EDTS— $J_{osci}(\alpha)$, takođe direktno ulaze u matematički model. Kako su geometrija i mase elemenata klipnog mehanizma koji uzrokuju postojanje promenljivog momenta inercije poznati i smatra se da se zanemarljivo malo menjaju tokom kretanja kolenastog vratila motora, za promenljive momente inercije se može reći da zavise isključivo od trenutnog položaja (ugla obrtanja) masa EDTS. Isti zaključak onda važi i za njegove izvode po uglu kolenastog vratila, to jest za komponente momenata inercijalnih sila datih jednačinom (8.26).

Rešavanje sistema diferencijalnih jednačina matematičkog modela podrazumeva da se njihova integracija vrši u vremenskom domenu, i da su sve izlazne veličine (uglovi zaoktetanja i ugaone brzine masa EDTS) funkcije vremena. Takva zavisnost, međutim, nije pogodna pri matematičkom opisivanju procesa u motoru, gde se isključivo koristi ugaoni domen, odnosno, zavisnost od ugla obrtanja kolenastog vratila. U tački 3.2 je pokazano da se transformacijom prema jednačini (3.88) iz jednačine (3.87) može dobiti relativno jednostavna diferencijalna jednačina (3.89), u ugaonom domenu, koja opisuje dinamiku sistema gde se kolenasto vratilo posmatra kao kruto telo. Direktna transformacija diferencijalnih jednačina matematičkog modela gde se kolenasto vratilo posmatra kao elastično telo iz vremenskog u ugaoni domen nije racionalna, pošto bi to samo dovelo do usložnjavanja matematičkog modela. Kako je kolenasto vratilo sastavljeno od odsečaka (kolena), a ti odsecci se tokom obrtanja kolenastog vratila uvijaju jedan u odnosu na drugi, jasno je da tekući uglovi obrtanja pojedinih masa EDTS nisu jednaki. Jedino racionalno rešenje je da se tekući ugao obrtanja jednog od kolena KV (mase EDTS) proglasi referentnim, a da se tekući uglovi obrtanja ostalih kolena izraze u funkciji ugla obrtanja usvojene referentne mase EDTS. U ovom radu je za referentni ugao obrtanja usvojen tekući ugao prve mase EDTS, odnosno prvog

odsečka kolenastog vratila. Ili još preciznije, to je tekući ugao obrtanja kolenastog vratila povezan sa radnim procesom prvog levog cilindra motora koji je zajedno sa trećim desnim cilindrom indiciran. Kao još jedan argument zašto je najlogičnije prvu masu EDTS proglasiti referentnom, jeste činjenica da je i inkrementalni enkoder tokom eksperimenta bio fiksiran na slobodnom kraju kolenastog vratila, dakle u neposrednoj blizini prvog odsečka kolenastog vratila. Samim tim su svi mereni podaci izraženi u funkciji ugla zaokretanja prvog odsečka kolenastog vratila. Sada je moguće sve izlazne veličine matematičkog modela iz vremenskog domena prevesti u domen referentnog ugla prve mase EDTS. To se vrši tako što se iz rešenja matematičkog modela izdvoje samo oni podaci kada se (referentni) uglovi okretanja prve mase EDTS poklope sa tekućim uglovima u datotekama gde su sačuvani realni rezultati neposrednog merenja tokom eksperimenta.

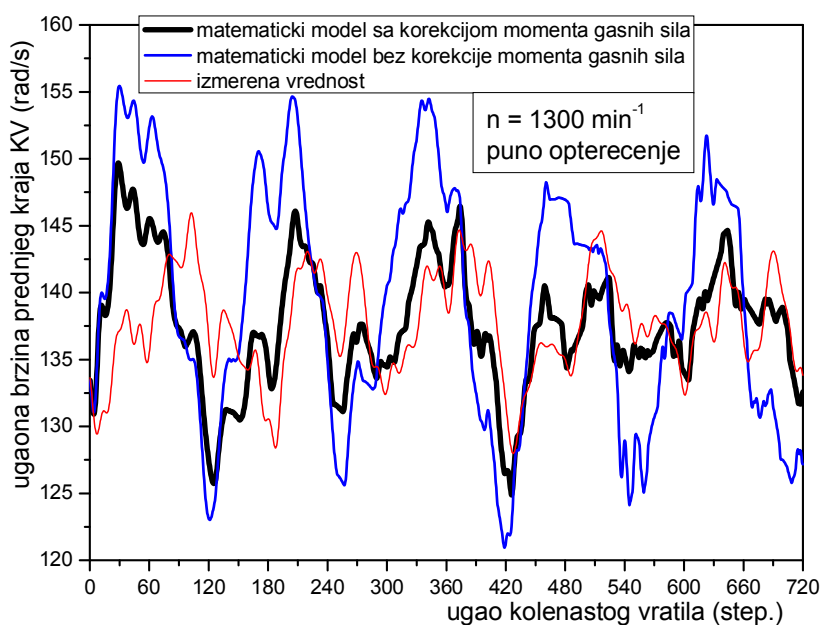
Usvojeni princip omogućava da se tokom rešavanja diferencijalnih jednačina uzme u obzir činjenica da kolenasto vratilo nije kruto, i da se pojedinim masama EDTS pridružuju vrednosti komponente momenta inercijalnih sila računane prema jednačini (8.26) i momenata inercije $J_{osci}(\alpha)$ koji odgovaraju trenutno izračunatim vrednostima uglova obrtanja tih masa, a ne onim vrednostima koje su usvojene pod pretpostavkom da je kolenasto vratilo kruto. Ovom korekcijom matematički model prati realne uslove dinamičkog ponašanja oscilatornog sistema, pa bi se moglo zaključiti da je u pogledu promenljivih momenata inercije i komponenti momenta inercijalnih sila računatih prema jednačini (8.26), pobuda u sistemu dobro definisana. Međutim to se ne može reći i za onaj deo podude koji se odnosi na momente gasnih sila, pošto mnogobrojni pokazatelji govore da je pretpostavka o ujednačenosti radnih procesa po cilindrima ispitivanog motora prosto neodrživa. U daljem izlaganju će se pokazati da su razlike u indiciranim pritiscima odnosno momenima gasnih sila pojedinih cilindara realnost koja se ne može ignorisati i zanemariti, ako se želi dobiti validan matematički model dinamičkog ponašanja ispitivanog dinamičko-torzionog sistema.

Za orijentaciono poznate ili nepoznate parametre matematičkog modela se smatraju torzione krutosti, spoljašnja prigušenja (preko koeficijenata viskoznog prigušenja), unutrašnja (strukturna) prigušenja u materijalu kolenastog vratila i konstantni momenti inercije prve i poslednje mase EDTS. Konstantni momenti inercije prve i poslednje mase EDTS se mogu smatrati jedino kao orijentaciono poznati parametri pošto nisu mogli biti procenjeni sa zadovoljavajućom tačnošću usled nedovoljno pouzdanih kataloških podataka (kardansko vratilo, kočnica), nepostojanja odgovarajuće konstruktivne dokumentacije (uležišteno međuvratilo), ili prosto nemogućnostima da se svi elementi uzmu u obzir bez eksperimentalne, nimalo jednostavne provere (npr. vrlo teško je proceniti koliki je udeo u momentima inercije prve mase EDTS vezan za masu rashladne tečnosti, ulja za podmazivanje u odgovarajućim pomoćnim uređajima motora koji se pokreću preko koničnog zupčanika montiranog na prednjem, slobodnom kraju kolenastog vratila). Međutim, ispostavilo se da se modelirane ugaone brzine ne mogu u dovoljnoj meri približiti realnim (izmerenim) vrednostima ni za jednu kombinaciju navedenih parametara EDTS tokom postupka njihove identifikacije. Primećeno je da na nekim režimima u sistemu diferencijalnih jednačina ne postoji ravnoteža momenata, pa modelirane ugaone brzine inercijalnih masa EDTS neprirodno opadaju ili rastu, kao da se radi o slučaju usporavanja ili ubrzavanja motora. Tek nakon uvođenja faktora korekcije momenata gasnih cilindara za cilindre koji nisu indicirani, i koji su identifikovani zajedno sa ostalim nepoznatim ili nedovoljno poznatim parametrima

EDTS, modelirane ugaone brzine kolenastog vratila su se dosta dobro poklopile sa izmerenim vrednostima. Radi ilustracije onoga što je prethodno rečeno, na slici 8.1 su prikazani rezultati matematičkog modeliranja ugaone brzine prednjeg kraja kolenastog vratila pri 1300 min^{-1} i punom opterećenju, i to za dva slučaja:

- nakon uvođenja faktora korekcije momenata gasnih sila čija identifikacija je vršena zajedno sa ostalim nepoznatim ili nedovoljno poznatim parametrima EDTS (kriva crne boje), i
- bez korekcije momenata gasnih sila, tj. kada se usvaja da su momenti gasnih sila leve strane motora identični momentu indiciranog prvog levog cilindra, a momenti desne strane motora identični momentu indiciranog trećeg desnog cilindra, samo fazno pomereni prema redosledu paljenja (kriva plave boje).

Kriva crvene boje na slici 8.1 predstavlja izmerenu ugaonu brzinu. Prikazani uporedni dijagrami na slici 8.1 jasno ukazuju da je validnost matematičkog modela u cilju opisivanja dinamike kolenastog vratila motora i oscilatornog sistema u celini, znatno poboljšana nakon uvođenja faktora korekcije momenata gasnih sila.



Slika 8.1 – Rezultati matematičkog modeliranja ugaone brzine prednjeg kraja kolenastog vratila sa i bez korekcije momenata gasnih sila (1300 min^{-1} , puno opterećenje)

Postavlja se pitanje da li usvojeni princip korekcije momenata gasnih sila, koji će kasnije biti detaljnije obrazložen, može imati realan fizički smisao i značenje. Situacija postaje još komplikovanija ako se analiziraju vrednosti srednjih momenata gasnih sila koji proizilaze iz identifikovanih koeficijenata korekcije. Očekivanja da se srednji momenti gasnih sila vrlo malo razlikuju za cilindre motora koji nisu indicirani u odnosu na one cilindre koji su indicirani, i čiji izmereni pritisci su poslužili kao referenca za proračun momenata gasnih sila ovih prvih, nisu ispunjena. Izvesne naznake da značajnija neravnomernost radnih procesa po cilindrima ispitivanog motora postoji su uočene pri pokušaju da se trenje u motoru proceni *metodom isključivanja cilindara*. Ova metoda se još naziva i Morzeov (Morse) test. Ispostavilo se da je ova metoda kod ispitivanog motora prosto neprimenljiva i pored toga što su vršena detaljna merenja isključivanjem (obustavom dovoda goriva) jednom cilindru leve, a zatim desne strane

motora, pri širokom variranju broja obrtaja, pri čemu je održavan konstantan položaj zupčaste letve na pumpi visokog pritiska.

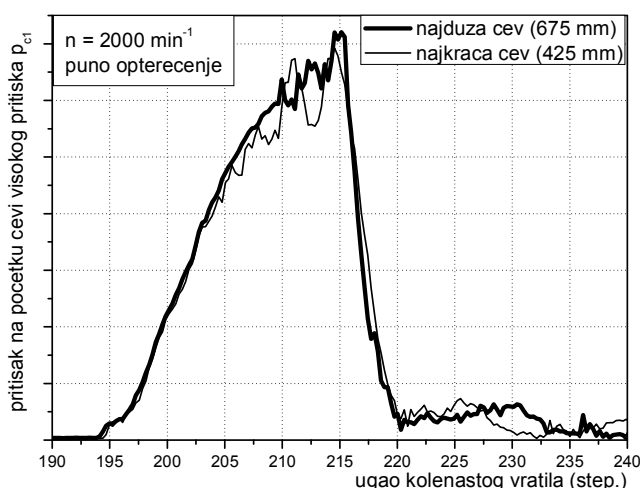
U pokušaju da se uočenoj pojavi da fizički smisao i objašnjenje, mora se izvršiti detaljnija analiza faktora koji bi mogli uticati na neravnomernost radnih procesa po cilindrima, a koji proističu iz konstruktivnih specifičnosti ispitivanog motora. Kao najuticajnije faktori koji mogu dovesti do neravnomernosti radnih procesa u cilindrima ispitivanog motora mogu se smatrati:

1) Različiti uslovi ustrujavanja vazduha sabijenog u turbokompresoru iz usisnih kolektora u pojedine cilindre motora. Usisni kolektori su izrađeni u formi para dugačkih zajedničkih cevi za desnu i levu stranu motora. Kod ispitivanog motora nisu vršeni proračuni prostiranja talasa pritiska vazduha sabijenog u turbokompresoru, i uticaju ove pojave na lokalni koeficijent viška vazduha po cilindrima. S druge strane, ovakvo rešenje usisnih kolektora je diktirano prostornim ograničenjima, pa je potencijalno optimalnije rešenje usisnih cevi vrlo teško realizovati.

2) Kao i na usisu, sasvim je logično očekivati da postoje i različiti uslovi istrujavanja produkata sagorevanja iz cilindra motora u izduvne kolektore. Izduvni kolektori kod ispitivanog motora su izvedeni u takvoj formi da su to ustvari zajedničke cevi za po tri cilindra leve i desne strane motora, koje su zasebno spojene sa spiralama turbina turbo-kompresora. U zavisnosti od realnih uslova istrujavanja produkata sagorevanja iz cilindra motora, mogu se pojaviti razlike u koeficijentima punjenja cilindra ili razlike u radu desnog, odnosno levog turbo-kompresora, što opet može dovesti do sasvim različitih efekata na usisu motora. Ako je neujednačenost radnih procesa po cilindrima zaista takva kako će pokazati identifikovani koeficijenti, onda bi to mogao biti odgovor na brojna nerazjašnjena pitanja koja su pratila razvoj familije motora kojoj pripada i ispitivani motor. Ovo se posebno odnosi na temperature izduvnih gasova za koje je usvojen gornji limit od 700°C. Ovaj limit je postavljen kao mera koja garantuje da će se održati funkcionalnost izduvnih ventila i da će takva termička naprezanja izdržati materijal od kojeg su izrađene izduvne grane (prohronski lim). Tokom ispitivanja motora (na probnom stolu), dešavalo se da na vršnim režimima opterećenja pri različitim brojevima obrtaja, temperature izduvnih gasova na nekom od četiri merna mesta sasvim iznenada i bez nekog pravila, premaše limit od 700°C. Ovaj problem je rešavan smanjivanjem količine ubrizganog goriva svim cilindrima tako što je smanjivan maksimalni položaj zupčaste letve na pumpi visokog pritiska. Kao ekstreman slučaj treba pomenuti da je tokom dugotrajnog ispitivanja jedne od razvojnih varijanti ovog motora došlo do havarije zbog izgaranja izduvnih ventila i trajnih deformacija sedišta ventila u jednom od cilindra motora.

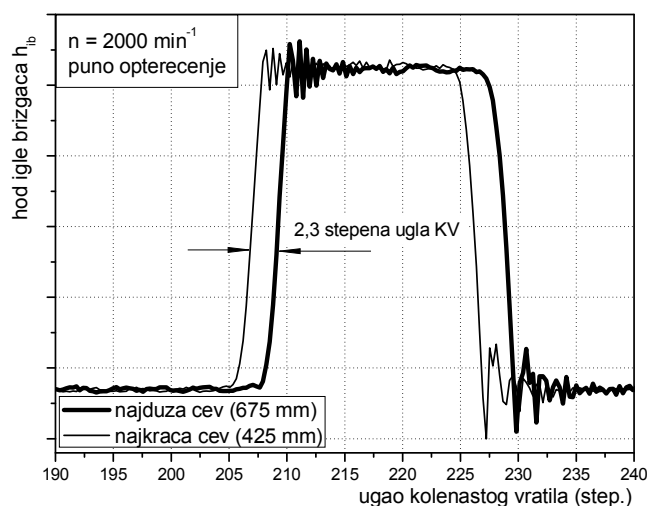
3) Različiti uslovi prostiranja talasa pritiska u cevima visokog pritiska zbog njihovih različitih dužina. Različite dužine cevi visokog pritiska su takođe posledica ograničenja u pogledu raspoloživog prostora za smeštaj pumpe visokog pritiska. Raspon u kome se kreću dužine cevi visokog pritiska je od 425 mm do 675 mm. Na probnom stolu za ispitivanje pumpe visokog pritiska, pre ugradnje pumpe na motor, vršena je analiza uticaja razlika u dužinama cevi na parametre ubrizgavanja, ali samo za ova dva krajnja slučaja (najkraća i najduža cev visokog pritiska). Prethodno je za najdužu cev visokog pritiska definisana optimalna konfiguracija sistema za ubruzgavanje sa cevima unutrašnjeg prečnika 2,4 mm, rasteretnim ventilom rasteretne zapremine 90 mm³ i brizgačem koji ima 9 otvora prečnika 0,37 mm raspoređenih po konusu čiji je ugao 150

stepeni. U ovoj konfiguraciji je dobijena i najveća vrednost prosečne ciklusne količine goriva, što je ostavilo mogućnost da se smanji aktivni hod klipa pumpe i tako poveća predhod (predpodizaj) klipa elementa pumpe. Time je faza potiskivanja preseljena u oblast viših brzina klipa elementa pumpe, što je davalo veće pritiske u sistemu i kraće trajanje ubrizgavanja. Dužina cevovoda nije bila predmet optimizacije, zbog činjenice da je razlika u dužinama cevi stvar na koju se ne može puno uticati zbog ograničenja diktiranih raspoloživim ugradbenim prostorom. Da razlike u dužinama cevi visokog pritiska imaju uticaj na karakteristike sistema ubrizgavanja jeste činjenica kojoj se posvećuje pažnja u svakom ozbiljnijem udžbeniku posvećenom radu sistema za ubrizgavanje goriva kod dizel motora, npr. [55]. Dijagrami na slikama 8.2, 8.3 i 8.4 to samo potvrđuju na konkretnom primeru. Na slikama 8.2, 8.3 i 8.4 su uporedo prikazani izmereni podaci o: toku pritiska na početku cevovoda, hodu igle brizgača i toku pritiska na kraju cevovoda, za najdužu i najkraću cev na motoru. Pri tome su u oba slučaja korišćeni isti elementi sistema za ubrizgavanje koji su se pokazali kao optimalni za najdužu cev visokog pritiska. Ispitivanja su vršena pri maksimalnom otklonu zupčaste letve. Ovi podaci su dobijeni vanmotorskim ispitivanjem na probnom stolu BOSCH, i u stvari predstavljaju projektovane karakteristike sistema ubrizgavanja za režim maksimalne snage motora (2000 min^{-1} , puno opterećenje). Sve krive su sinhronizovane i izražene u ugaonom domenu obrtanja kolenastog vratila, pri čemu apscisa nije povezana sa radnim procesom motora. Apsolutne vrednosti izmerenih parametara po ordinatama nisu date, jer to za ovu analizu nije od značaja. Tokovi pritisaka radnog fluida na početku cevovoda za najdužu i najkraću cev visokog pritiska se donekle razlikuju u oblastima maksimalnih vrednosti, ali se ne uočava bitnija fazna pomeranost (slika 8.2), što je sasvim logično. Međutim, igla brizgača kod najkraće cevi počinje da se izdiže mnogo ranije u odnosu na najdužu cev, i to za čak 2,3 stepena računato po uglu obrtanja kolenastog vratila motora (slika 8.3). Sasvim je jasno da je zabeležena fazna pomeranost hodova igle brizgača posledica fazne pomeranosti tokova pritisaka radnog fluida na krajevima najduže i najkraće cevi visokog pritiska (slika 8.4). Ostale varijante dužina cevi visokog pritiska nisu posebno ispitivane.

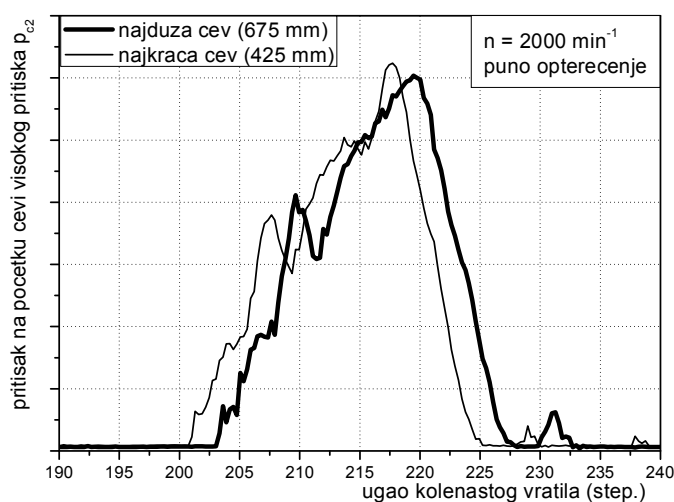


Slika 8.2 – Pritisci na početku cevovoda za najdužu i najkraću cev visokog pritiska

Procesi koji se za vreme ubrizgavanja goriva odvijaju u sistemu pumpa–cev visokog pritiska–brizgač, imaju krajnje komplikovan dinamički karakter, gde su brzina radnog fluida i generisani impulsi pritiska različite kategorije, koje se prenose u skladu sa zakonima talasnog kretanja [8, 55].



Slika 8.3 – Hod igle brizgача za najdužu i najkraću cev visokog pritiska



Slika 8.4 – Pritisak na kraju cevovoda za najdužu i najkraću cev visokog pritiska

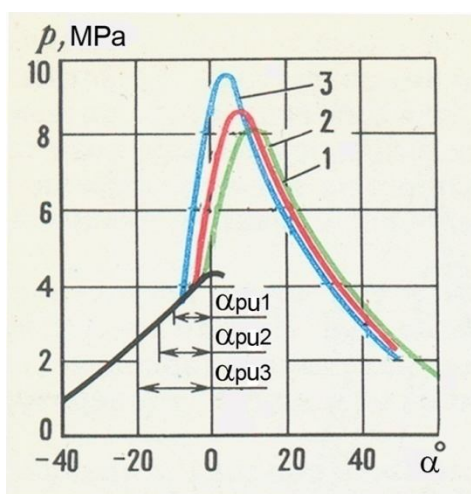
Pri podešavanju statičkog ugla predubrzigavanja za sve cilindre motora se usvaja ista vrednost. Pokušaj da se različitim statičkim uglovima predubrzigavanja za pojedine cilindre koriguju razlike u dinamičkom uglu predubrzigavanja nastalih zbog različitih dužina cevi visokog pritiska bi se mogao bazirati na nejednakom razmaku bregova na bregastom vratilu pumpe. Međutim, ni na taj način se ne bi mogla ispraviti uočena anomalija na svim brzinskim režimima, jer nejednakost dinamičkih uglova predubrzigavanja usled nejednakih dužina cevi je faktor koji zavisi i od broja obrtaja.

Najduža cev visokog pritiska od 675 mm dovodi gorivo od PVP do prvog desnog cilindra, za prvi levi cilindar dužina cevi je oko 625 mm, dok kratke cevi od 425 do 470 mm dovode gorivo od PVP do četvrtog, petog i šestog cilindra, i leve, i desne strane motora. Sasvim je sigurno da postoji korelacija između identifikovanih faktora korekcije momenata gasnih sila pojedinih cilindra i dužina cevi visokog pritiska. Međutim, treba imati u vidu da faktor–dužine cevi, može biti prikriven i ne sasvim jasan zbog ostalih faktora koji dovode do neravnomernosti radnih procesa po cilindrima.

Ovde bi se mogla izložiti vrlo komplikovana hidraulično-dinamička analiza uticaja dužina cevi na proces ubrzigavanja [8, 55] i postaviti jednačine kao osnov za izradu odgovarajućeg matematičkog modela, ali se postavlja pitanje da li bi to imalo smisla

pošto nije predmet ovog rada. Ono što je bitno istaći u ovom trenutku je da registrovana značajna razlika u dinamičkom uglu predubrizgavanja od 2,3 stepena kolenastog vratila, zbog različitih dužina cevovoda, može biti jedan od značajnih uzroka velike neravnomernosti radnog procesa između pojedinih cilindara ispitivanog motora.

4) Neravnomernost ciklusne količine goriva koje pumpa visokog pritiska isporučuje pojedinim cilindrima. Do ove pojave dolazi iz dva osnovna razloga. Prvi razlog je taj, da je prosto nemoguće izvršiti idealno izjednačavanje cilusne količine goriva koju pojedini elementi PVP isporučuju cilindrima, te uvek postoje odstupanja od nekoliko procenata. Drugi razlog leži u činjenici da se neravnomernost ugaone brzina kolenastog vratila direktno odražava i utiče na neravnomernost ugaone brzine bregastog vratila pumpe visokog pritiska. Pošto ispitivani motor ne poseduje zamajac, amplitude varijacija ugaonih brzina i na jednom i na drugom kraju imaju neuobičajeno velike vrednosti. Ovde se ne analizira činjenica da je u ovakvim uslovima varijacija ugaonih brzina i uvijanja pojedinih odsečaka kolenastog vratila realno očekivati da postoje razlike u uglovima predubrizgavanja od cilindra do cilindra. Apostrofira se mogućnost postojanja razlika u ubrizganoj količini goriva po cilindrima, zato što ugaona brzina bregastog vratila PVP tokom ubrizgavanja goriva u neki od cilindara može da ima opadajući tok pa je vremensko trajanje ubrizgavanja duže i ubrizgana količina goriva veća, ili suprotna varijanta koja bi dovela do manje količine ubrizganog goriva u nekom od cilindara.



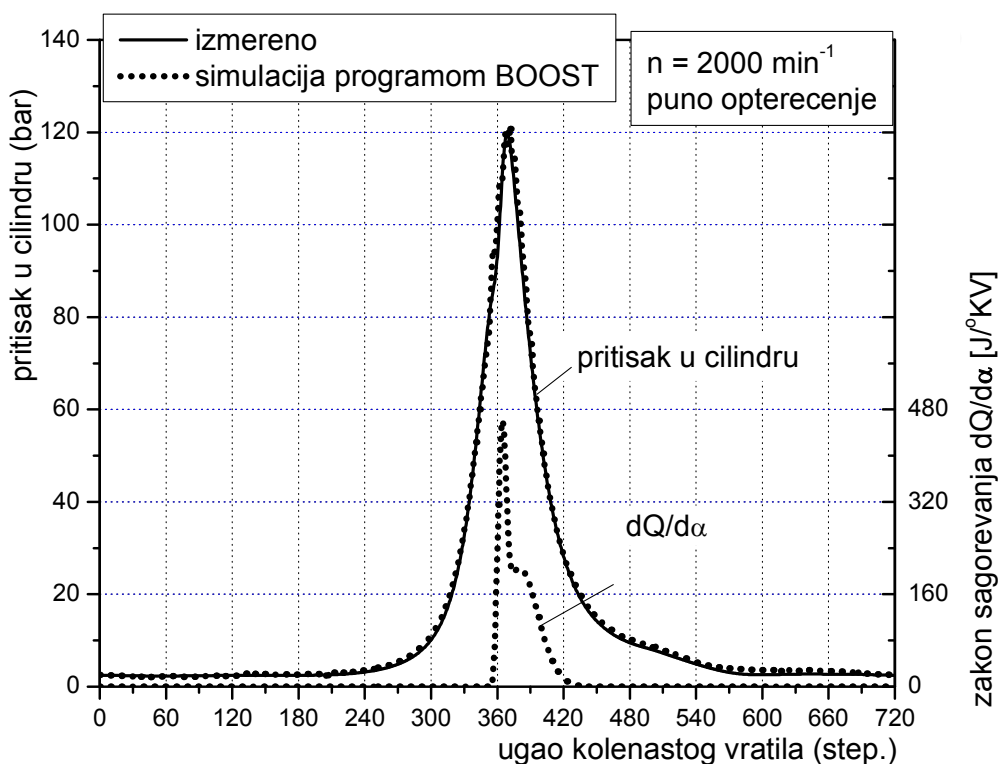
Slika 8.5 – Principijelna zavisnost toka pritiska od ugla predubrizgavanja u cilindru dizel-motora [18]

5) I na kraju, ovako izražene varijacije ugaonih brzina i uvijanja pojedinih odsečaka kolenastog vratila, koje na nekim režimima prelaze 2,5 stepena, mogu dovesti do odstupanja uglova predubrizgavanja od projektovanih zahteva kojim se teži zadovoljiti zahtevani redosled paljenja. Uticaj ugla predubrizgavanja na tok pritiska sagorevanja kod dizel-motora je detaljno izučavan u teoriji motora, i ta principijelna, vrlo složena zavisnost je ilustrovana na slici 8.5 [18].

Nabrojanim uticajnim faktorima na neravnomernost radnih procesa u cilindrima ispitivanog motora bi se svakao mogli priključiti i još neki, kao što je nejednaka zaptivenost radnog prostora u pojedinim cilindrima i slično. Međutim, i priloženi spisak je dovoljan da se pretpostavka o jednakosti radnih procesa tretira kao vrlo gruba, čije uvođenje se u uslovima nedovoljnog broja informacija, tj. izmerenih tokova pritiska u

svim cilindrima motora, u prvi mah nameće kao jedina alternativa. Ovakvim pristupom bi se samo moglo konstatovati da postoje brojni pokazatelji koji govore da je nejednakost radnih procesa po cilindrima objektivna činjenica koja onemogućava vernije približavanje razvijenog matematičkog modela realnim dešavanjima u ispitivanom dinamičko-oscilatornom sistemu, uz prezentaciju šturih i nedovoljno tačnih informacija koje bi bile skoro neupotrebljive. Dati problem je uočen i analiziran u nekim prikupljenim literaturnim izvorima [57, 58], gde su ispitivani vozilski motori sa četiri cilindra, ali je u ovom slučaju problem neravnomernosti radnih procesa po cilindrima još izraženiji zbog brojnih specifičnosti ispitivanog sistema motor–kočnica, gde se kao dva dominantna faktora mogu izdvojiti veliki broj cilindara i veliki obrtni moment, odnosno snaga motora. Stoga se uvođenje korekcije radnih procesa (tj. momenata gasnih sila) za cilindre koji nisu indicirani nameće kao nešto što je neizbežno kako bi rezultati ovih ispitivanja dobili svoju upotrebljivost i smisao.

Od svih prethodno nabrojanih faktora koji bi mogli uticati na neravnomernost radnih procesa po cilindrima kao primarni se mogu izdvojiti oni koji dovode do poremećaja ubrizgavanja goriva: varijacije ugla predubrizgavanja i neravnomerna ciklusna količina goriva koja dospeva do cilindara motora. Realnu promenu toka krive pritiska sa variranjem ugla predubrizgavanja i neravnomernostima u ciklusnoj količini goriva je vrlo teško simulirati bez validnog matematičkog modela radnog procesa. Samostalna izrada validnog matematičkog modela radnog procesa zahteva opsežnu prethodnu pripremu (specifikacija geometrije usisnog i izduvnog sistema, turbopunjenja, hodova ventila, itd.) što je veoma zahtevan posao [56].

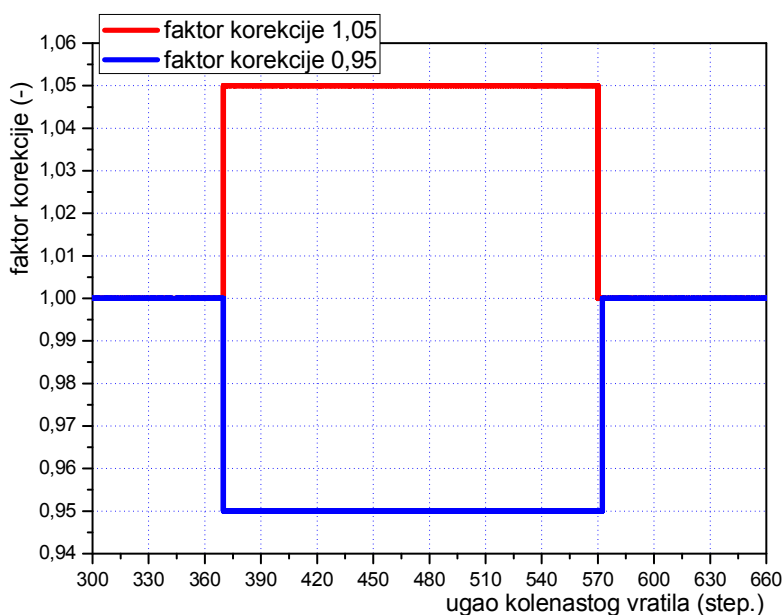


Slika 8.6 – Izmereni tok pritiska i tok pritiska zajedno sa zakonom sagorevanja simulirani programom AVL BOOST u prvom levom cilindru pri 2000 min⁻¹ i punom opterećenju

Da bi se u nedostatku eksperimentalnih podataka bar približno proverio uticaj navedenih poremećaja ubrizgavanja na radni proces, pribeglo se simulaciji radnog procesa motora pomoću programa AVL BOOST [76]. Radi se o vrlo sofisticiranom programu koji uzima u obzir veliki broj realnih uticaja ali, naravno, verodostojnost rezultata bitno zavisi od ulaznih parametara. Modeliranje je vršeno samo za režim $n=2000 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje. Na slici 8.6 su prikazani uporedno izmereni i modelirani tok pritiska kao i zakon sagorevanja (dovođenja toplote) modeliran pomoću Vibe (Vibe) funkcija. Kao što se vidi poklapanje je veoma dobro a srednji indikatorski pritisci realnog i simuliranog procesa u cilindru se ne razlikuje za više od 1,8%.

Ovaj simulacioni model je iskorišćen da se izvrši procena šta se dešava sa krivom pritiska u cilindru ako se varira ugao predubrizgavanja i ciklusna količina goriva. Rezultati ove analize su detaljnije prikazani u Prilogu D ovog rada, a ovde će se navesti samo dva najbitnija zaključka:

- 1) Pomeranje ugla predubrizgavanja osetno utiče na maksimalni pritisak ali manje na srednji indikatorski pritisak.
- 2) Varijacije u ciklusnoj količini goriva utiču sasvim drugačije, vrlo malo na maksimalni pritisak ali značajnije na srednji indikatorski pritisak, i to približno kao i procenat promene ciklusne količine goriva.



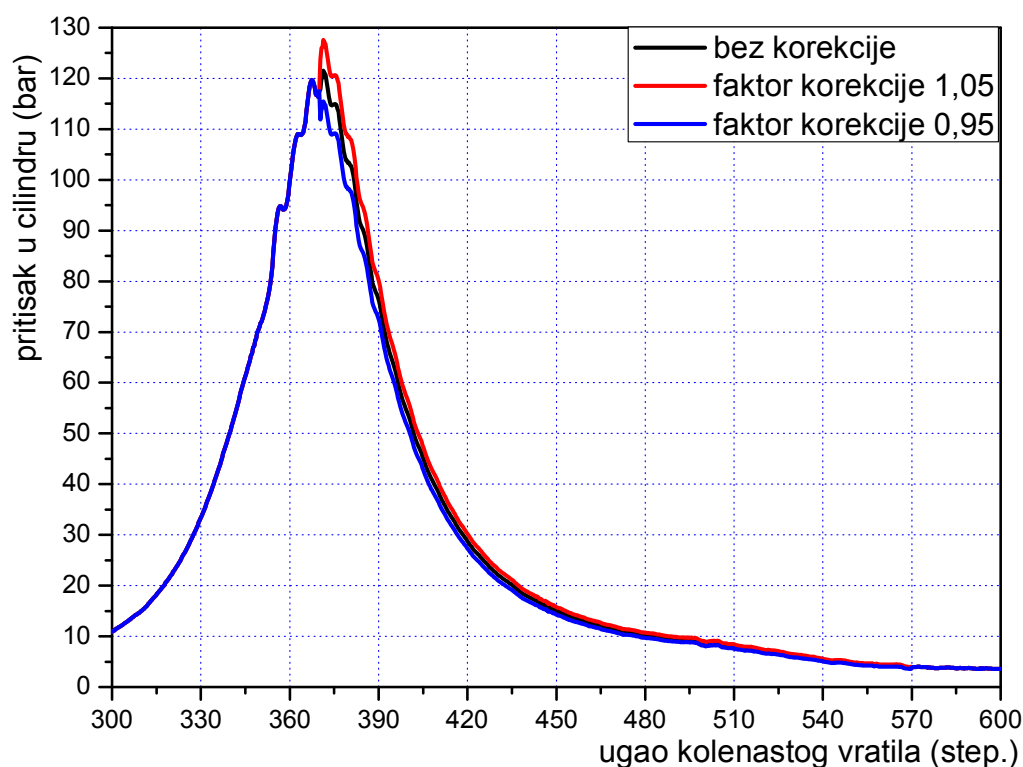
Slika 8.7 – Faktor korekcije toka pritiska odnosno momenta gasnih sila cilindara motora koji nisu indicirani

Kao što će se videti iz analize date u Prilogu D, apsolutno je nemoguće postaviti neki univerzalni kriterijum koji bi poslužio kao osnova za definisanje faktora korekcije pritiska u cilindrima koji nisu indicirani, odnosno momente gasnih sila, za sve moguće slučajeve poremećaja u procesu ubrizgavanja. U ovakvoj situaciji se jedino racionalno rešenje može kretati u pravcu da se usvoji što jednostavniji kriterijum korekcije kojim će se primenom optimizacione metode Markvarta u stvari tražiti realniji srednji indikatorski pritisak cilindara koji nisu indicirani, odnosno njima direktno srazmerni srednji moment gasnih sila. Direktna proporcionalnost srednjeg indikatorskog pritiska i srednjeg momenta gasnih sila je sasvim jasna, pošto se izračunavanja i jednog i drugog

parametra zasnivaju na množenju priraštaja hoda klipa po uglu obrtanja kolenastog vratila ($\frac{ds_k}{d\alpha}$) i trenutne vrednosti pritiska gasa u cilindru. Pri tome će kao osnova za cilindre leve strane motora poslužiti indicirani pritisak u prvom levom cilindru, a za desnu stranu indicirani pritisak u trećem desnom cilindru, nakon faznog pomeranja prema redosledu paljenja motora. Na ovaj način se u stvari traga za realnijim količinama energije koje se generišu u pojedinim cilindrima motora, a koje će omogućiti balans u jednačinama matematičkog modela i njegovo približavanje realnom stanju.

Na slici 8.7 je dat prikaz usvojenog principa korekcije toka pritiska odnosno momenta gasnih sila cilindara motora koji nisu indicirani, za dva slučaja: kada je faktor korekcije veći od jedan (1,05) i kada je faktor korekcije manji od 1 (0,95). U matematičkom smislu usvojeni princip korekcije se u stvari svodi na jednu odskočnu funkciju sa zapisom:

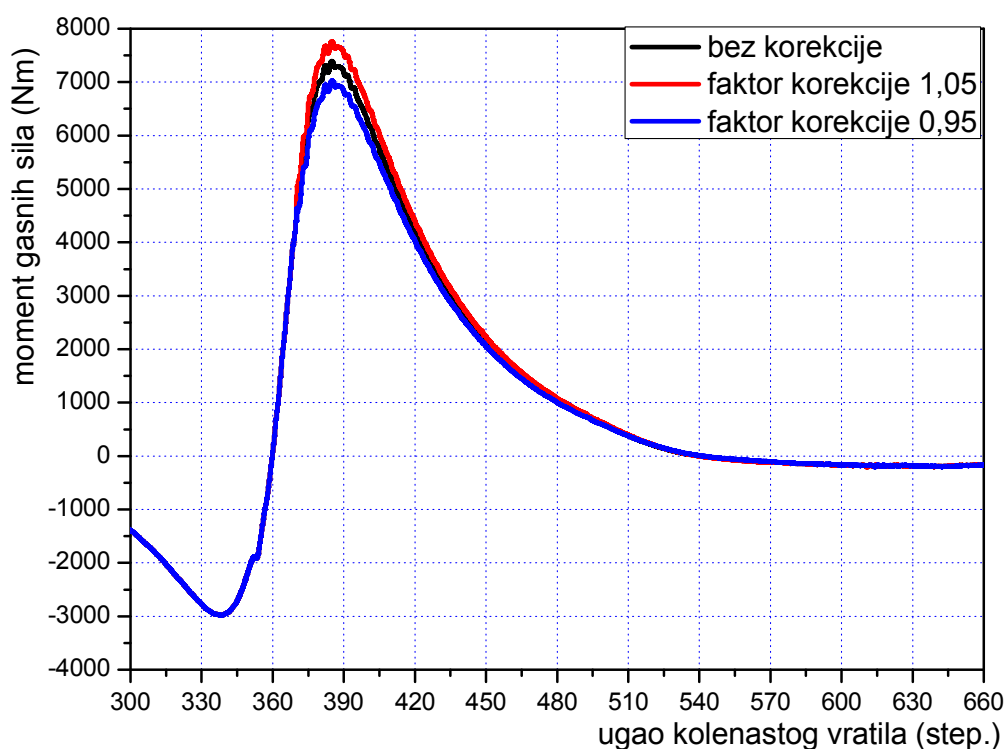
$$f(\alpha) = \begin{cases} 1 & \text{za } \alpha < 370 \wedge \alpha > 570 \\ q(i) & \text{za } 370 \leq \alpha \leq 570, i = 1 \dots 10 \end{cases} \quad (8.27)$$



Slika 8.8 – Tokovi pritiska u cilindru za različite faktore korekcije

Ugao α u jednačini (8.27) predstavlja tekući ugao obrtanja kolenastog vratila izražen u stepenima i računat od trenutka kada se klip cilindra čiji indikatorski pritisak se koriguje nalazi u SMT na početku takta usisavanja. Očigledno je da se na niskopritisnim delovima $p - \alpha$ dijagrama ne vrši nikakva korekcija, odnosno, predpostavlja se da su uslovi usisavanja i istrujavanja gasa identični za sve cilindre leve, odnosno desne strane motora. Korekcija se vrši samo na visoko-pritisnom delu $p - \alpha$ dijagrama, i to u procesu sagorevanja i ekspanzije na segmentu između 370 i 570 stepeni ovako definisanog tekućeg ugla obrtanja kolenastog vratila α . Efekti korigovanja toka pritiska,

odnosno toka momenta gasnih sila u jednom cilindru leve strane primenom faktora korekcije prikazanih na slici 8.7, ilustrovani su na slikama 8.8 i 8.9.



Slika 8.9 – Tokovi momenta gasnih sila za različite faktore korekcije

Usvojeni princip korekcije ne obezbeđuje istoprocentnu zavisnost faktora korekcije i umanjenja ili uvećanja srednjeg momenta gasnih sila (tj. srednjeg indikatorskog pritiska). Za primer na slici 8.9, nakon korigovanja momenta gasnih sila prema jednačini (8.27) sa faktorom 1,05 srednji moment gasnih sila se povećao za 7,24%, dok je faktor korekcije 0,95 dao smanjenje srednjeg momenta gasnih sila od 6,72%. Mogla bi se ustanoviti matematička zavisnost između ovako definisanih koeficijenata korekcije i srednjih momenata gasnih sila, ali to uošte nije potrebno pošto se procena efektivnosti pojedinih cilindara može izraziti direktno preko srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara dobijenih korekcijom na prethodno opisan način.

Princip korekcije dat jednačinom (8.27) i ilustrovan slikom 8.7 više bi odgovarao poremećaju u ciklusnoj količini goriva nego poremećaju ugla predubrizgavanja u nekom od cilindara (Prilog D). Pošto se do korekcije koja bi pronašla realan tok pritiska u cilindrima koji nisu indicirani u nedostatku bilo kakvih relevantnih informacija praktično ne može doći, već se traga za realnijim vrednostima srednjih indikatorskih pritisaka koji daje svaki od cilindara, moglo bi se reći da je usvojeni princip dosta korektan, ako se uzme u obzir da je uticaj varijacija u ciklusnim količinama goriva na srednji indikatorski dijagram primarni faktor.

Razmatran je još jedan princip korekcije koji se takođe zasnivao na pokušaju procene realnijih vrednosti srednjih indikatorskih pritisaka cilindara koji nisu indicirani. Ovaj princip se zasnivao na tome da se krive momenata gasnih sila dobijene na osnovu snimljenih tokova pritisaka u dva cilindra motora nakon faznog pomeranja prema redosledu paljenja množe sa faktorom korekcije, ali ne na uskom segmentu ugla

obrtnja kolenastog vratila od 370 do 570 stepeni, već na celom intervalu radnog ciklusa od 0 do 720 stepeni. Ozbiljne mane ovakvog pristupa su sledeće:

- Prosto šiftovanje snimljenog pritiska znatno odstupa od realnih dešavanja uzrokovanih mogućim poremećajima u procesu ubrizgavanja.
- Za faktore korekcije veće od jedan, pored dobitka na pozitivnom radu tokom takta ekspanzije, dobija se i uvećan negativan rad tokom takta sabijanja. Ako su faktori korekcije manji od jedan efekat je sasvim suprotan, pa ni jedan ni drugi slučaj nisu sasvim realni.
- Ovakvim pristupom bi se došlo u situaciju da identifikovani faktori korekcije donekle daju uvid u stvarne neravnomernosti radnih procesa po cilindrima, ali i kompenzuju greške usled nesavršenosti matematičkog modela, greške merenja, greške numeričke integracije jednačina matematičkog modela, itd.

Nabrojani razlozi su bili presudni da se od takve vrste korekcije odustane, i da se prednost da korekciji prema jednačini (8.27), koja ne sadrži opisane nedostatke. Međutim, korekcija prema jednačini (8.27) ima i jednu ozbiljnu manu, a ona se odnosi na činjenicu da se korekcija vrši na ugaonom domenu koji iznosi nešto manje od 1/3 ukupnog ugaonog domena radnog ciklusa. Postoje pokazatelji da bi ova činjenica mogla predstavljati problem bilo kojoj metodi optimizacije pri traženju parcijalnih izvoda u Jakobijevoj matrici $\mathbf{Y}(\mathbf{q})$ prema jednačini (8.8). Naime, za koeficijente korekcije momenata gasnih sila, koji predstavljaju i nepoznate parametre matematičkog modela $q_i (i = 1, \dots, 10)$, u ovom slučaju su na više od 2/3 domena integracije jednačina matematičkog modela, elementi Jakobijeve matrice $\frac{\partial r_i(\mathbf{q})}{\partial q_i}$ jednaki nuli. To se u nekim slučajevima može negativno odraziti na proces optimizacije matematičkog modela tako da se dobiju na prvi pogled dobri ali fizički neobjašnjivi rezultati. Na primer, dešavalo se da se dobiju takve kombinacije parametara $q_i (i = 1, \dots, 10)$ gde je recimo moment trenja u sistemu negativan, a da se pri tome bazne kinematske veličine matematičkog modela (ugaone brzine) odlično poklapaju sa izmerenim vrednostima. Tek nakon vršenja optimizacije sa užim ograničenjima (tj. minimalnim i maksimalnih vrednostima) za set nepoznatih parametara $q_i (i = 1, \dots, 10)$ koji su često birani na osnovu identifikovanih vrednosti nepoznatih parametara za susedne režime ispitivanja po broju obrtaja, metoda optimizacije je uspevala da pronade one vrednosti parametara $q_i (i = 1, \dots, 10)$ koji su zadovoljavali i jednačinu (8.5) i realno fizičko značenje, to jest pozitivan moment trenja u očekivanim granicama. Ovakav problem nije primećen kod korekcije momenata gasnih sila na celom domenu integracije. Interesanto je pomenuti da su na nekim režimima ispitivanja, kao što je rezonantni režim pri $n = 1950 \text{ min}^{-1}$, rezultati i jednog i drugog pristupa korekciji momenata gasnih sila bili skoro identični.

Specifičnost razvijenog matematičkog modela je i to da sadrži jedan parametar koji je takođe nepoznat, ali nije mogao biti predmet direktne identifikacije. Radi se o momentu trenja u sistemu, tačnije rečeno o ukupnom koeficijentu viskoznog prigušenja k_{vp} koji je uveden sa ciljem da se na osnovu njega procene ukupne i lokalne vrednosti trenja u motoru. Razvijeni matematički model je koncipiran tako da vrednost ukupnog koeficijenta viskoznog prigušenja k_{vp} proizilazi iz korigovanih momenata gasnih sila, odnosno iz seta nepoznatih parametara $q_i (i = 1, \dots, 10)$ kojima se koriguju momenti gasnih sila. Svaka nova kombinacija seta nepoznatih parametara $q_i (i = 1, \dots, 10)$ tokom postupka identifikacije, dovodila je do promene ukupnog koeficijenta viskoznog

prigušenja k_{vp} , čime je moment trenja na globalnom nivou (ukupni) i lokalnom nivou (prema izvorištima) korigovan u skladu sa korekcijama momenata gasnih sila. Nakon množenja ovog koeficijenta sa srednjom ugaonom brzinom kolenastog vratila dobija se mnogo tačnija vrednost srednjeg moment trenja u sistemu, pa se ta vrednost naziva korigovani srednji moment trenja (\overline{M}_{tr}^k). Deljenjem koeficijenta viskoznog prigušenja k_{vp} sa brojem šest, i množenjem ove vrednosti sa trenutnim ugaonim brzinama prvih šest masa EDTS, u matematički model su uvedeni momenti trenja generisani u parovima naspramnih cilindara. Pri tome se, očigledno, težilo da se momenti trenja generisani u pojedinim parovima naspramnih cilindara po svojoj srednjoj vrednosti svedu na približno isti nivo. Ni ova pretpostavka, svakako, nije korektna, i to iz dva razloga:

- U situaciji kada se nedvosmisleno pokazuje da postoji značajna neujednačenost radnih procesa po cilindrima, sile trenja u zonama klipni prstenovi–košiljice cilindara, ili u ležištima odsečaka kolenastog vratila pojedinih naspramnih cilindara motora, moraju se značajnije razlikovati.
- Prva inercijalna masa EDTS pored prvog para naspramnih cilindara u sebe uključuje i čitav pogon pomoćnih uređaja (osim PVP), i u tom pogonskom lancu se generišu momenti trenja koji nisu zanemarljivi. Slično je i sa šestom inercijalnom masom EDTS u koju je uključen pogon PVP i elementi PVP u kojima se takođe generiše trenje.

Prvobitna ideja autora ovog rada da se Markvartovim procesom identifikacije dođe do podataka o koeficijentima trenja u pojedinim cilindrima, u pogonu pomoćnih uređaja na motoru i u pogonu pa i samoj PVP, posle spoznaje o stepenu neravnomernosti radnih procesa po cilindrima ispitivanog motora ubrzo se pokazala kao previše ambiciozna i nerealna. U nedostatku relevantnih informacija i bez detaljnije razvijenog matematičkog modela trenja u motoru, bilo kakva improvizacija i drugačija raspodela trenja po lokacijama (izvorištima) bi više bila stvar nagađanja nego ispravnog inženjerskog rezona. Međutim, stalna korekcija momenta trenja u skladu sa korekcijom momenata gasnih sila na globalnom (ukupnom) nivou, značila je da ni u jednom trenutku nije narušena ravnoteža momenata u matematičkom modelu, što je sasvim korektan i jedini ispravan pristup. Ako bi se egzaktno dokazalo da identifikovani koeficijenti korekcije momenata gasnih sila dobro aproksimiraju realne neujednačenosti radnih procesa po cilindrima, onda bi se oni mogli fiksirati, a novim setom koeficijenata (parametara) Markvartovim procesom identifikacije bi se mogli potražiti koeficijenti trenja po cilindrima i u pogonu pomoćnih uređaja uključujući i PVP. Indiciranjem svih dvanaest cilindara motora, ne bi postojala dilema da je pobuda ispravno definisana, i procena momenata trenja po njihovim izvorištima bi bila sasvim moguća.

Jasno je da usvojeni princip korekcije momenata gasnih sila nije sasvim korektan, ali je bio neizbežan, pošto samo korigovani momenti gasnih sila obezbeđuju energetski balans i bolje poklapanje modeliranih i izmerenih ugaonih brzina. Analiza u Prilogu D pokazuje da je sa samo jednim koeficijentom prosto nemoguće opisati sve moguće varijante odstupanja u procesu ubrizgavanja goriva. Međutim, usvojenim principom korekcije se obezbeđuje da tokovi krivih po kojima se u matematički model uvode momenti gasnih sila nisu ni čisto proizvoljni, već su po svojoj opštoj formi dosta slični zakonima kojima se momenti gasnih sila pokoravaju u realnom dinamičko-oscilatornom sistem.

Usvojeni princip korekcije momenata gasnih sila svakako nije idealan i unosi određenu grešku u matematički model, ali treba imati u vidu činjenici da se mnogo veća greška pravi kada se u matematički model uvode momenti inercijalnih sila koji nisu procenjeni na bazi realnog momenta inercije, već približno. To se i vizuelno može primetiti sa dijagrama na slici 4.8. Ovaj dijagram ukazuje da se nekorektnim uvođenjem momenta inercijalnih sila u matematički model javljaju dva problema:

- 1) Forma po kojoj se ta energija uvodi u matematički model, tj. oblik aproksimirane krive momenta inercijalnih sila, značajno odstupa od realnog zakona.
- 2) U matematičkom modelu, i u jednom i u drugom slučaju, cirkuliše energija koja je u proseku jednaka nuli (tj. ukupan rad momenata inercijalnih sila je jednak nuli), pa je teško proceniti uticaj momenta inercijalnih sila na rezultate matematičkog modeliranja, pošto ni u jednom ni u drugom slučaju nije narušena energetska ravnoteža. Drugim rečima, ova aproksimacija može značajno uticati na odstupanje rezultata matematičkog modela od rezultata merenja, ali se to teže primećuje u odnosu na momente gasnih sila, zato što energetska ravnoteža u ovom slučaju nije narušena.

Ako se uzme u obzir da je približno određivanje momenta inercijalnih sila opšte prihvaćena procedura kojoj se, skoro bez izuzetaka, pribegava pri izradi matematičkih modela torziona-oscilatornih sistema, onda se može reći da u tom pogledu pristup primenjen ovom radu predstavlja kvalitativnu novinu.

Pored ozbiljnih poteškoća da se što tačnije procene tokovi pritisaka u cilindrima koji nisu indicirani, na tačnost procene momenata gasnih sila utiče još jedan faktor. Iz opšteg izraza za izračunavanje momenta gasnih sila datog jednačinom:

$$M_{gas}(\alpha) = A_k \cdot (p_{cil}(\alpha) - p_{kg}) \cdot \frac{ds_k(\alpha)}{d\alpha} \quad (8.28)$$

se vidi da moment gasnih sila ne zavisi samo od pritiska gasa u cilindru $p_{cil}(\alpha)$, već i od izvoda hoda klipa po uglu kolenastog vratila $\frac{ds_k(\alpha)}{d\alpha}$. Uticaj površine čela klipa A_k i pritiska karterskih gasova p_{kg} je konstantan i u ovoj analizi nije od značaja. Jednačina (8.28) ukazuje da čak i da je indicirano svih dvanaest cilindara motora u funkciji tekućeg ugla obrtanja mase EDTS (odsečka kolenastog vratila) referentnog cilindra, tokovi momenata gasnih sila ostalih cilindara ne bi bili tačno određeni, ako se ne vodi računa i o drugom bitnom činiocu proizvoda na desnoj strani jednačine (8.28), a to je izvod pređenog puta klipa po uglu obrtanja odgovarajućeg odsečka kolenastog vratila. Ne treba zaboraviti da se ispitivani torziona-oscilatorni sistem ne ponaša kao kruto telo, i ako se koriste prethodno izračunate vrednosti $\frac{ds_k}{d\alpha}$ za svaki cilindar, pri čemu nije vođeno računa da se odsecci kolenastog vratila relativno uvijaju u odnosu na odsečak referentnog cilindra, opet se pravi greška u definisanju pobude koja potiče od gasnih sila. Prethodno pripremljeni podaci o tokovima $\frac{ds_k}{d\alpha}$ dobijeni pod pretpostavkom da je kolenasto vratilo kruto se mogu iskoristiti tokom integracije diferencijalnih jednačina, ali se mora voditi računa kako se menjaju tekući uglovi masa EDTS, pa iz pripremljenih podataka o promeni $\frac{ds_k}{d\alpha}$ treba uzimati one vrednosti koje odgovaraju trenutnom uglu obrtanja date mase EDTS. Trenutni momenti gasnih sila bi se onda morali proračunavati svaki put kada matematički model zahteva njihove vrednosti, pri čemu bi se podaci o pritisacima dobijeni neposrednim merenjem i izraženi u funkciji ugla obrtanja referentne

mase EDTS uzimali direktno iz prethodno pripremljene ulazne datoteke, a podaci o vrednostima $\frac{ds_k}{d\alpha}$ bi se morali korigovati tako da odgovaraju trenutnim vrednostima uglova obrtanja svake od masa EDTS. S tim u vezi treba reći da je u matematičkom modelu prikazanom u ovom radu, samo moment gasne sile prvog levog cilindra koji je indiciran, tačno određen. Pritisak u prvom levom cilindru je dobijen neposrednim merenjem i izražen je u funkciji obrtanja odsečka KV upravo referentnog, prvog levog cilindra. U tom slučaju vrednosti $\frac{ds_k}{d\alpha}$ tokom integracije diferencijalnih jednačina odgovaraju realnim vrednostima $\frac{ds_k}{d\alpha}$. Međutim, kod indiciranog trećeg desnog cilindra koji je poslužio kao referenca za sve ostale cilindre desne strane motora, to nije slučaj. Moment gasnih sila trećeg desnog cilindra bi bio tačno određen da je uzet u obzir tok funkcije $\frac{ds_k}{d\alpha}$ trećeg desnog cilindra sa uračunatim torzionim pomeranjem u odnosu na prvi levi cilindar, za koga je ugao obrtanja prvog odsečka kolenastog vratila usvojen kao referentan za ceo sistem. Procenjujući da se zbog manjeg gradijenta i vrednosti funkcije $\frac{ds_k}{d\alpha}$ u odnosu na krivu pritiska, tačnost određenog momenta gasnih sila trećeg desnog cilindra vrlo malo narušava, korekcija funkcije $\frac{ds_k}{d\alpha}$ za vrednost torzionog pomeranja trećeg desnog cilindra u odnosu na referentni prvi levi cilindar u ovom radu nije uzimana u obzir. Zbog nesavršenosti matematičkog modela, postojala je opasnost da se korekcijom funkcije $\frac{ds_k}{d\alpha}$ trećeg desnog cilindra napravi veća greška nego kada se ne vrši korekcija. U slučaju da je indicirano svih dvanaest cilindara motora, ova korekcija bi bila potpuno opravdana i povećavala bi tačnost matematičkog modela.

Za početne vrednosti ugaonih brzina druge, treće četvrte, pete i sedme mase EDTS se može reći da takođe spadaju u parametre koji se ne poznaju egzaktno. U ovom radu su u matematičkom modelu početne ugaone brzine druge i treće mase EDTS izjednačene sa izmerenom početnom ugaonom brzinom prednjeg kraja kolenastog vratila, a početne ugaone brzine četvrte i pete mase EDTS su izjednačene sa izmerenom početnom ugaonom brzinom zadnjeg kraja kolenastog vratila, što bi po logici stvari u velikoj meri trebalo da odgovara realnim uslovima rada. Mala odstupanja su sasvim očekivana, jer kolenasto vratilo nije apsolutno torzono krut sistem, ali je torziona krutost odsečaka kolenastog vratila dovoljno velika (videće se da je reda $1,98 \cdot 10^6$ Nm/rad), što isključuje mogućnost drastičnih razlika u početnim ugaonim brzinama prvih šest masa EDTS, kao što je to slučaj sa sedmom masom EDTS. Blažim variranjem početnih vrednosti ugaonih brzina druge, treće, četvrte i pete mase EDTS, nije uočen bitnije različit odziv matematičkog modela, ali se takav zaključak ne odnosi i na početnu ugaonu brzinu sedme mase EDTS. Sedma masa EDTS je sa ostatkom EDTS (kolenastim vratilom motora) povezana torzionom oprugom ekstremno male torziona krutost (videće se da je identifikovana vrednost oko 97434 Nm/rad), tako da je ugaona brzina sedme mase EDTS (kočnice) velika nepoznanica. Pokušaji da se početna vrednost ugaone brzine sedme mase izjednači sa početnom ugaonom brzinom izmerenom na zadnjem kraju kolenastog vratila, na nekim režimima su vodili ka vidnoj nestabilnosti matematičkog modela. Stabilnost je postignuta variranjem ovog ulaznog parametra u širim granicama, tj. sasvim nasumično, i dobijena vrednost se znatno razlikovala od početne ugaone brzine izmerene na zadnjem kraju kolenastog vratila. Zato se među parametrima koje je trebalo identifikovati morao naći i faktor korekcije početne ugaone brzine sedme mase EDTS (vratila kočnice). Ovim faktorom je, u užem tolerancijskom polju (od 0,8 do 1,2),

množena srednja ugaona brzina kolenstog vratila dobijena kao aritmetička sredina srednjih ugaonih brzina izmerenih na suprotnim krajevima kolenastog vratila. O ugaonoj brzini sedme mase EDTS i uglovima uvijanja sedme mase EDTS pri rezonantnim režimima rada, kasnije će biće više reči. Ugaone brzine druge, treće, četvrte i pete mase EDTS bi se možda i mogle izmeriti intervencijom na donjem karтеру motora i primenom sofisticiranije merne opreme (npr. senzora na bazi Doplerovog efekta), ako bi to bilo od nekog interesa. Međutim, takve informacije se mogu dobiti iz dovoljno validnog matematičkog modela, što je i jedan od ciljeva ovog rada.

Za početne vrednosti uglova obrtanja masa EDTS usvojena je vrednost nula. Ovo nije baš najkorektnije pošto i na početku integracije sistema diferencijalnih jednačina matematičkog modela u trenutku $t = 0$, postoji ugaoni pomeraj između referentne prve mase EDTS i ostalih masa. Međutim, matematički model je već kod prve vrednosti ugla obrtanja referentne (prve) mase EDTS pronalazio vrednosti uglova obrtanja ostalih masa koje su se razlikovale od početne vrednosti referentnog ugla prve mase. Sa stanovišta izučavanja torzionih oscilacija, informacije sadržane u uglovima obrtanja masa EDTS su od velikog značaja, jer njihovo poznavanje znači da imamo informacije o redu veličina realnih amplituda oscilovanja u sistemu. Razvojem dovoljno validnog matematičkog modela mogle bi se, u dosta uskim granicama tačnosti, pratiti relativne promene uglova uvijanja (torzije) između bilo koje dve mase EDTS u funkciji ugla obrtanja bilo koje mase EDTS. Do ovih podataka se primenom tradicionalnih metoda dolazi vrlo teško, a neophodnost uzimanja u obzir orijentaciono poznatih ili nepoznatih koeficijenata prigušenja torzionih oscilacija [3, 6] ne može obezbediti dovoljnu tačnost procenjenjenih uglova torzije i dopunskih napona na uvijanje u čvorovima oscilovanja kolenastog vratila na rezonantnim režimima rada (Poglavlje 9).

Iz ovog opisa specifičnosti i ciljeva razvijenog matematičkog modela proizilazi da je neophodno simultano identifikovati osamnaest nepoznatih ili orijentaciono poznatih parametara, da bi se izvršila optimizacija matematičkog modela i njegova verifikacija za dalje potrebe ovog rada, pa su elementi vektora \mathbf{q} sledeći:

- $q(1)$ - faktor korekcije momenta gasnih sila 1D cilindra
- $q(2)$ - faktor korekcije momenta gasnih sila 2L cilindra
- $q(3)$ - faktor korekcije momenta gasnih sila 2D cilindra
- $q(4)$ - faktor korekcije momenta gasnih sila 3L cilindra
- $q(5)$ - faktor korekcije momenta gasnih sila 4L cilindra
- $q(6)$ - faktor korekcije momenta gasnih sila 4D cilindra
- $q(7)$ - faktor korekcije momenta gasnih sila 5L cilindra
- $q(8)$ - faktor korekcije momenta gasnih sila 5D cilindra
- $q(9)$ - faktor korekcije momenta gasnih sila 6L cilindra
- $q(10)$ - faktor korekcije momenta gasnih sila 6D cilindra
- $q(11)$ - unutrašnje (strukturno) prigušenje u materijalu KV
- $q(12)$ - krutost 1
- $q(13)$ - krutost 2, 3, 4
- $q(14)$ - krutost 5
- $q(15)$ - krutost 6
- $q(16)$ - faktor korekcije konstantnog dela momenta inercije 1. mase EDTS
- $q(17)$ - faktor korekcije konstantnog dela momenta inercije 7. mase EDTS
- $q(18)$ - faktor korekcije početne ugaone brzine 7. mase EDTS

8.3 Rezultati identifikacije nepoznatih parametara matematičkog modela razvijenog u sklopu ovog rada

8.3.1 Problemi i usvojeni kriterijumi pri procesu identifikacije nepoznatih parametara matematičkog modela

Identifikacija nepoznatih parametara matematičkog modela razvijenog u sklopu ovog rada je vršena kombinovanim korišćenjem izmerenih ugaonih brzina i jednog i drugog kraja kolenastog vratila. Tačnije rečeno, jedna od izmerenih ugaonih brzina je korišćena sve dok funkcija cilja tokom identifikacije nije dostigla svoj minimum, odnosno kada daljeg, vidljivog napredovanja više nije bilo. Tada je vršen prelazak na drugu od izmerenih krivih kao baznu funkciju identifikacije. Uglavnom se dešavalo da se ovakom promenom bazne funkcije identifikacije proces napredovanja odmah ili nakon još par iteracija praktično završavao. Daljim postupkom su nepoznati koeficijenti matematičkog modela mnogo blaže varirali, pri čemu je funkcija cilja ostajala u stabilnim, vrlo uskim granicama. Procedura identifikacije je osmišljena tako da su se tokom svakog koraka vizuelno mogle pratiti proračunate ugaone brzine oba kraja kolenastog vratila, i bez izuzetka se dešavalo da je svako približavanje izmerenih i modeliranih ugaonih brzina na jednom od krajeva kolenastog vratila bilo praćeno sličnim približavanjem i na suprotnom kraju.

Krenulo se od vršnog režima iz radnog područja motora $n=2000 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje. Za taj režim proces identifikacije je bio stabilan i logičan. Moment trenja u sistemu ni u jednom trenutku nije imao negativnu vrednost, i dobijena je dosta niska vrednost funkcije cilja, koja se nastavkom procesa identifikacije, praćenim blažim variranjem koeficijenata korekcije momenata gasnih sila, nije bitnije menjala. Pri tome su dobijane takve kombinacije koeficijenata korekcije momenata gasnih sila koje su dozvoljavale da se ukupni srednji moment trenja kreće u dosta širokim granicama od 384 do 466 Nm, što je pre svega posledica velike osetljivosti korigovanih momenata gasnih sila i na vrlo blage varijacije faktora korekcije. Torzione krutosti elemenata EDTS identifikovane za ovaj režim su poslužile kao osnova da se na ostalim režimima ispitivanja, u odnosu na ove vrednosti, postave minimalne i maksimalne granice u opsegu $\pm 10\%$.

Sledeći režim koji je obrađivan je najniži brzinski režim radnog područja motora $n=1300 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje. Ovde se nije ponovila stabilnost u procesu identifikacije kao na režimu $n=2000 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje, i tek nakon uvođenja užih granica za koeficijente korekcije momenata gasnih sila i fiksiranja donjih granica na početku procesa identifikacije, sprečeno je da moment trenja u sistemu krene ka negativnim vrednostima. Kasnije su donje granice faktora korekcije momenata gasnih sila postepeno spuštane, što je rezultiralo dobijanju takvih kombinacija identifikovanih koeficijenata momenata gasnih sila koje su dozvoljavale da se ukupni srednji moment trenja kreće u takođe dosta širokim granicama od 347 do 451 Nm.

Slični problemi pri identifikaciji nepoznatih parametara matematičkog modela gde su se mogle dobiti niske vrednosti funkcije cilja praćene negativnim vrednostima ukupnog momenta trenja, javljali su se i na ostalim režimima ispitivanja, ako izuzmemo brzinske režime $n=1650 \text{ min}^{-1}$ i $n=1900 \text{ min}^{-1}$, i rešavani su na isti način kao i za režim $n=1300 \text{ min}^{-1}$. Generalno rečeno, na skoro svim režimima koji su obrađivani, mogle su se dobiti takve kombinacije identifikovanih nepoznatih parametara koje su omogućavale dosta široke granice ukupnog srednjeg momenta trenja u sistemu. Izuzetak je

predstavljao režim $n=1450 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje, gde su te granice, bile nešto uže, između 380 Nm i 425 Nm. Na ovom primeru se jasno vidi da je Markvartova metoda, kao i sve druge optimizacione metode, samo matematički aparat koji nije ni projektovan tako da obezbedi rezultate koji imaju realno fizičko značenje, već na korisnicima leži odgovornost da ovo moćno sredstvo usmere u pravom pravcu, nizom ograničenja i/ili kasnijim odabirom onih rezultata identifikacije koji imaju fizički smisao. Zbog nedostatka relevantnih informacija, čak i o redu veličine realnih vrednosti momenata trenja u ispitivanom torziona-oscilatornom sistemu, odgovor je potražen u stručnoj literaturi. Poštujući preporuke i iskustva prema kojima bi ukupni moment trenja morao imati rastući tok kako se povećava broj obrtaja [75], iskustvene orijentacione vrednosti mehaničkog stepena korisnosti za kategoriju natpunjenih dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem [23, 75], uz istovremenu analizu dobijenih srednjih vrednosti ukupnog momenata trenja tokom procesa identifikacije nepoznatih parametara razvijenog matematičkog modela, pronađene su one vrednosti momenata trenja, za različite brojeve obrtaja, koje ispunjavaju postavljene uslove, a pri tome se nalaze između ekstremno visokih i ekstremno niskih mogućih vrednosti.

Režim 1950 min^{-1} , puno opterećenje, je rezonantni režim po prvom obliku oscilovanja kod koga je čvor oscilovanja daleko iza kolenastog vratila. U pitanju je klasičan slučaj torzionog oscilovanje *oblika motorske kočnice* (dynamometer mode). Mada su u radnom području motora identifikovana još dva rezonantna režima po prvom obliku oscilovanja sa čvorom oscilovanja iza kolenastog vratila (1300 min^{-1} i 1600 min^{-1}), na režimu 1950 min^{-1} ekstremno velike vrednosti identifikovanih parametara korekcije momenata gasnih ukazuju na prisustvo ekstremno velikih poremećaja u procesu ubrizgavanja goriva pojedinim cilindrima. U tom smislu bi možda trebalo i posmatrati rezultate identifikacije nepoznatih parametara matematičkog modela na ovom režimu, više kao činjenicu da se dešava nešto vrlo neobično, što bi se moralo detaljnije ispitati naknadnim eksperimentima, nego što bi se u neke ekstremno velike vrednosti koeficijenata korekcije momenata gasnih sila moglo pouzdati. O ovom rezonantnom režimu i neobičnim pojavama koje su uočene, više će reči biti u tački 8.4.

8.3.2 Ugaone brzine na suprotnim krajevima kolenastog vratila, relativna uvijanja krajeva kolenastog vratila i procenjeni srednji momenti gasnih sila pojedinih cilindara nakon identifikacije parametara matematičkog modela

Na sledećim slikama će za svaki od režima ispitivanja biti prikazani uporedni dijagrami modeliranih i izmerenih ugaonih brzina na slobodnom kraju kolenastog vratila, ugaonih brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila prema kočnici i relativnih uvijanja krajeva kolenastog vratila. Takođe će biti prikazani histogrami procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara. Te slike (tj. dijagrami i histogrami) su označene na sledeći način:

- za režim 1300 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.10 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.10 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.10 pod d).
- za režim 1350 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.11 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila.

Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.11 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.11 pod d).

– za režim 1400 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.12 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.12 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.12 pod d).

– za režim 1450 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.13 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.13 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.13 pod d).

– za režim 1500 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.14 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.14 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.14 pod d).

– za režim 1550 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.15 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.15 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.15 pod d).

– za režim 1600 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.16 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.16 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.16 pod d).

– za režim 1650 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.17 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.17 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.17 pod d).

– za režim 1700 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.18 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.18 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.18 pod d).

– za režim 1750 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.19 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila.

Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.19 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.19 pod d)..

– za režim 1800 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.20 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.20 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.20 pod d).

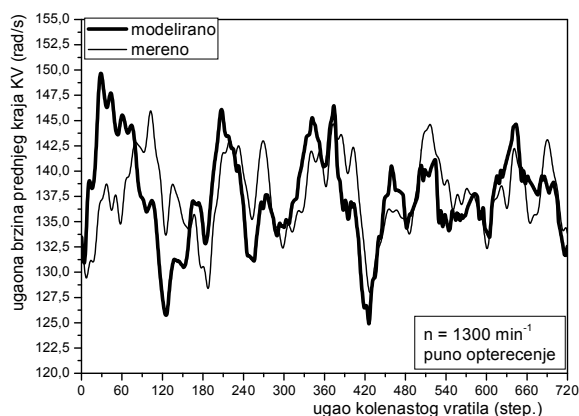
– za režim 1850 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.21 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.21 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.21 pod d).

– za režim 1900 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.22 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.22 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.22 pod d).

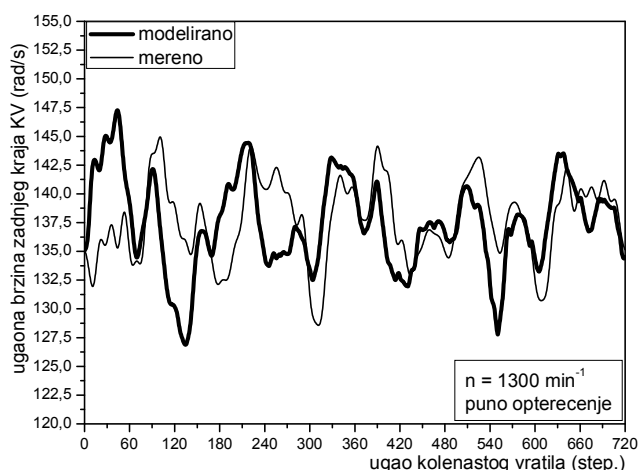
– za režim 1950 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.23 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.23 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.23 pod d).

– za režim 2000 min^{-1} , pri punom opterećenju na slici 8.24 pod a) je prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, dok je pod b) prikazana modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila. Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem je prikazano na slici 8.24 pod c), a histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara na slici 8.24 pod d).

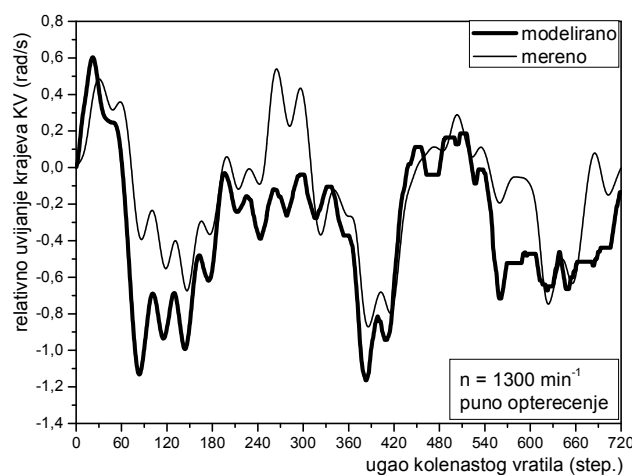
Režim $n=1300 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



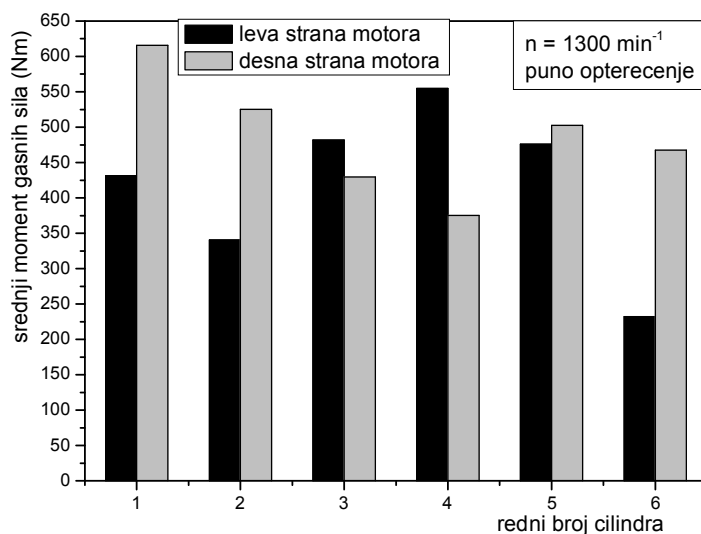
Slika 8.10 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1300 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.10 b – Modelirana i izmerna ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1300 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

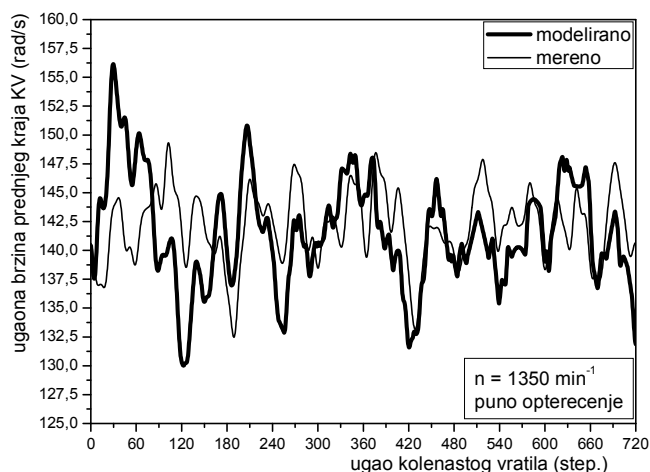


Slika 8.10 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1300 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

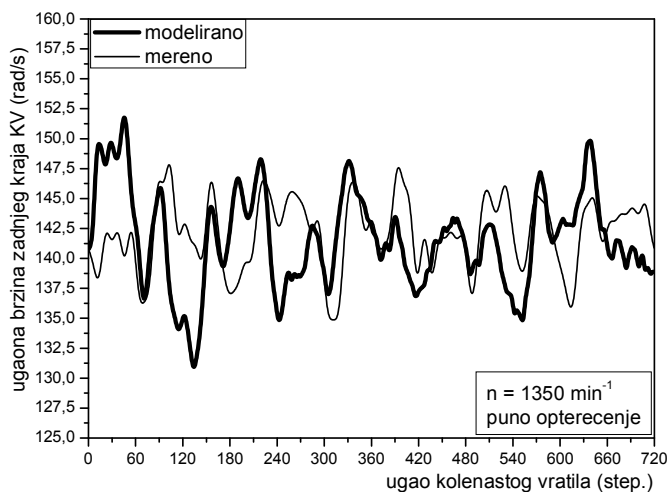


Slika 8.10 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1300 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

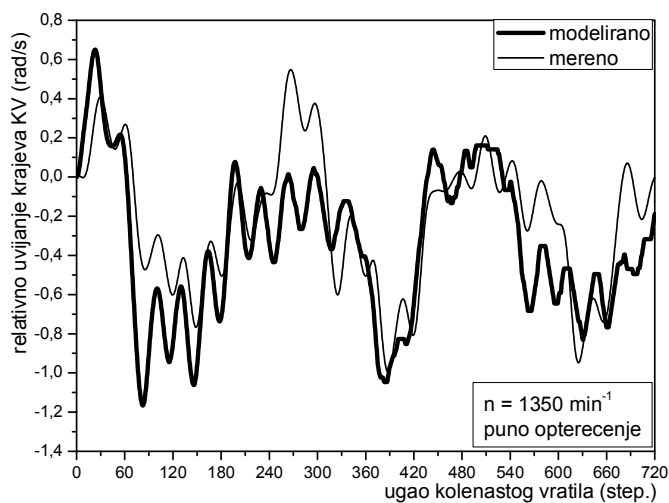
Režim $n=1350 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



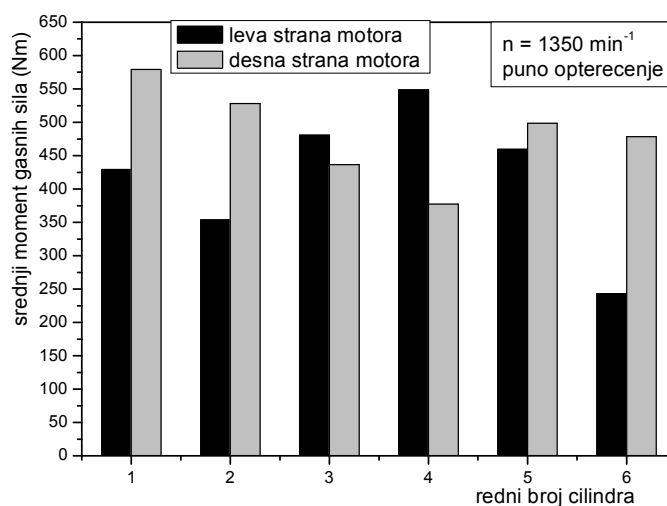
Slika 8.11 a – Modelirana i izmerna ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1350 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.11 b – Modelirana i izmerna ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1350 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

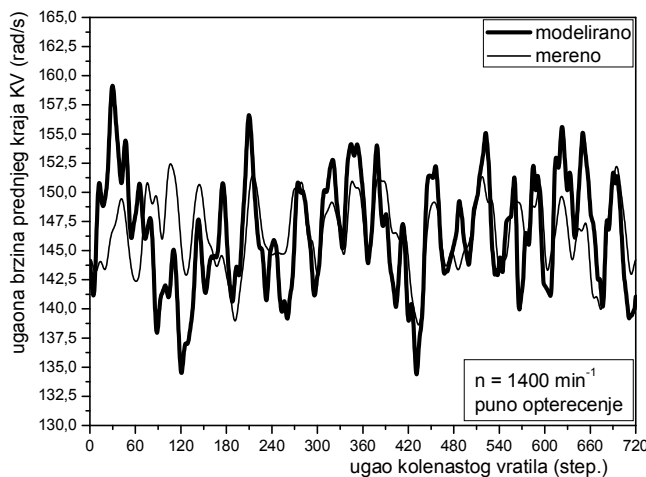


Slika 8.11 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1350 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

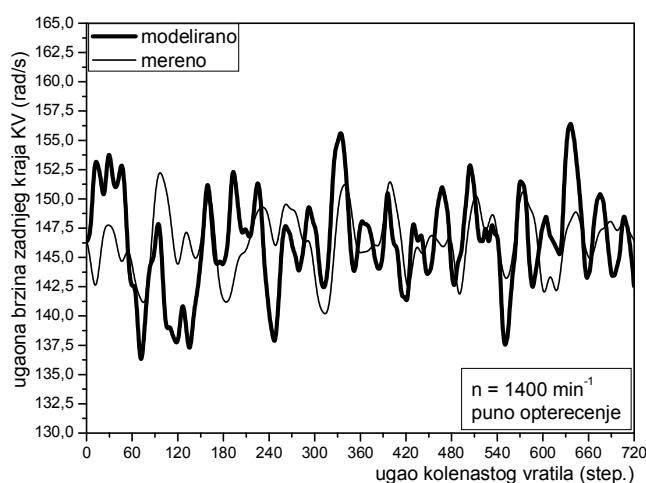


Slika 8.11 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1350 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

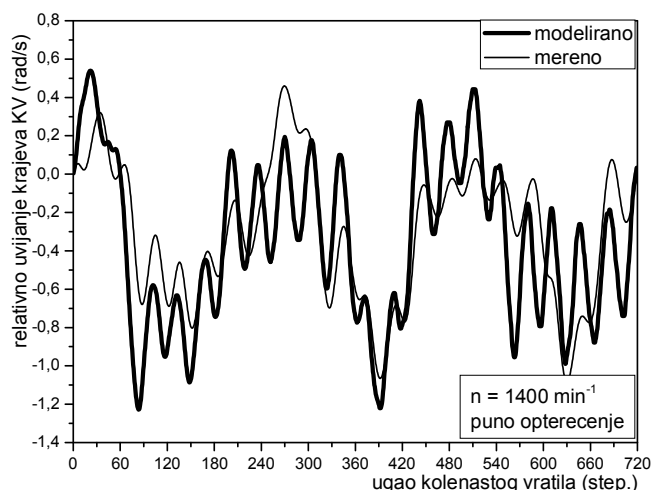
Režim $n=1400 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



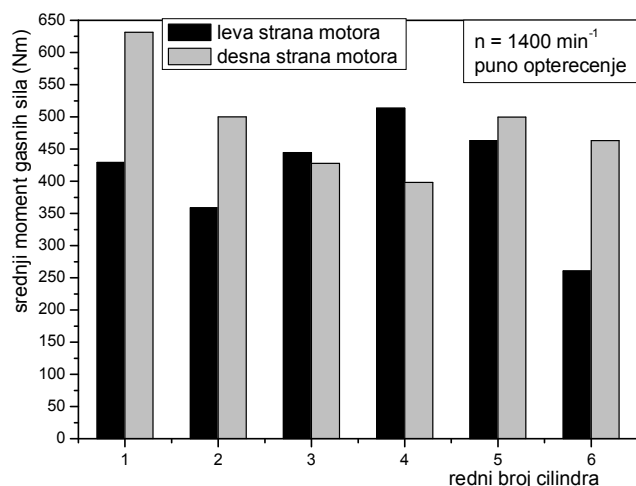
Slika 8.12 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1400 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.12 b – Modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1400 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

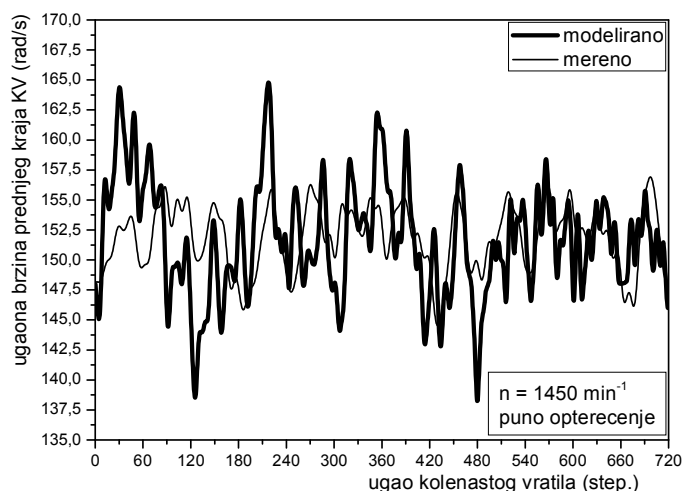


Slika 8.12 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1400 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

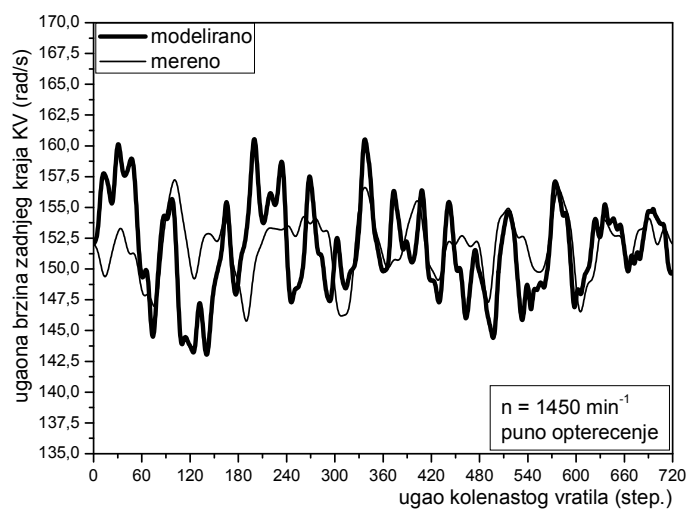


Slika 8.12 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1400 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

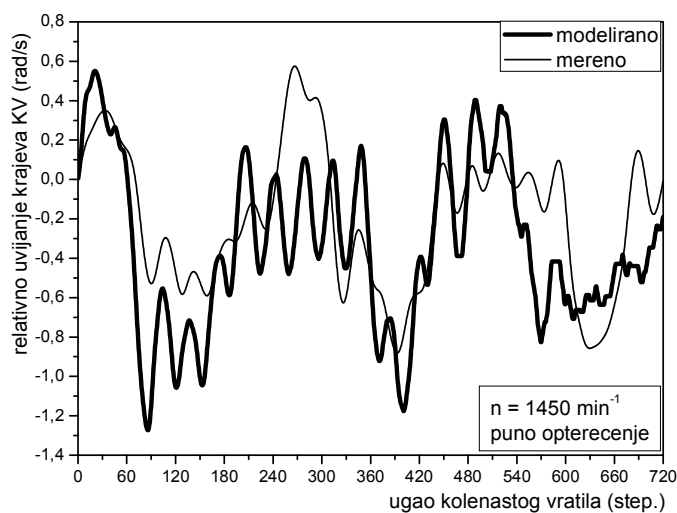
Režim $n=1450 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



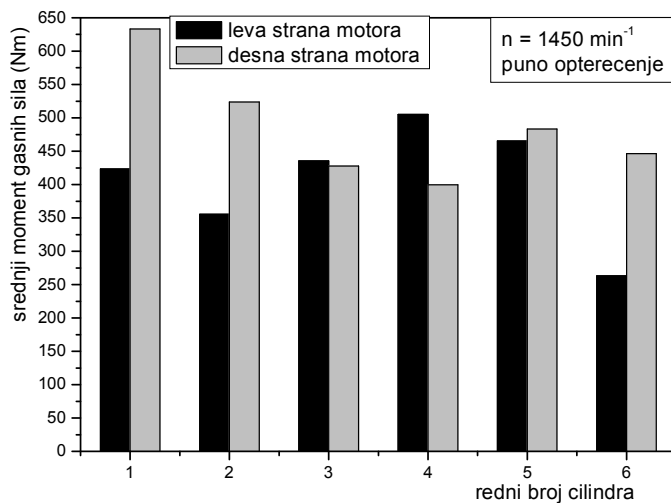
Slika 8.13 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1450 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.13 b – Modelirana i izmerna ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1450 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

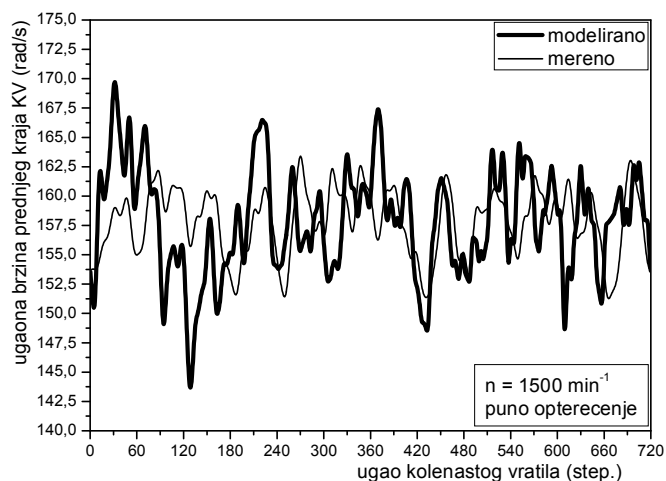


Slika 8.13 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1450 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

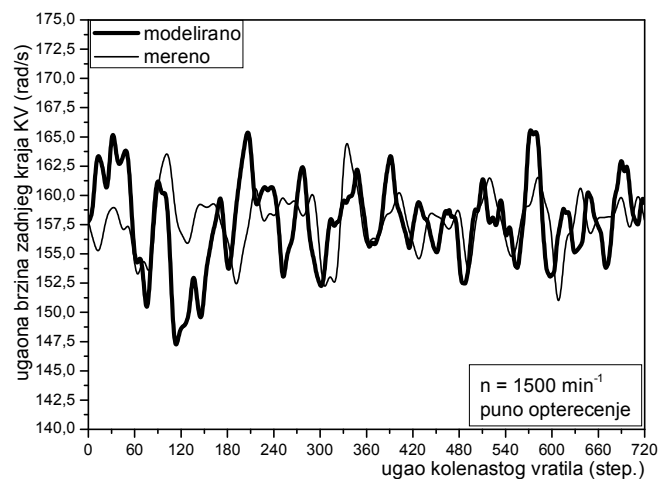


Slika 8.13 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1450 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

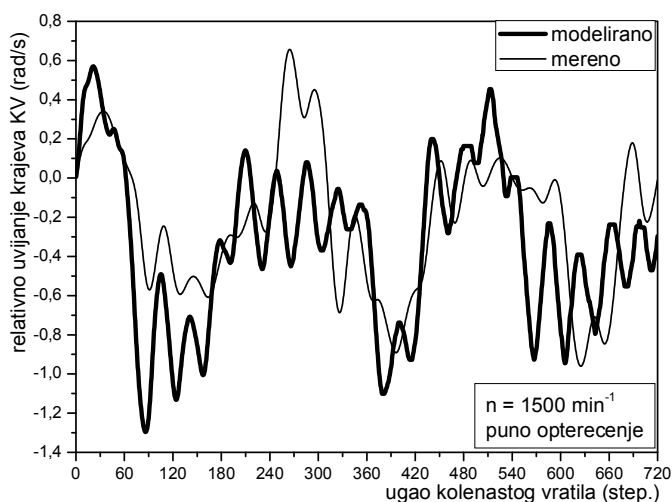
Režim $n=1500 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



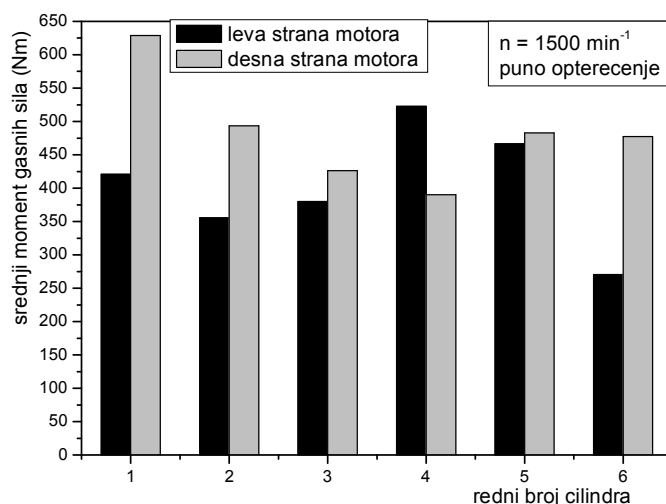
Slika 8.14 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1500 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.14 b – Modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1500 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

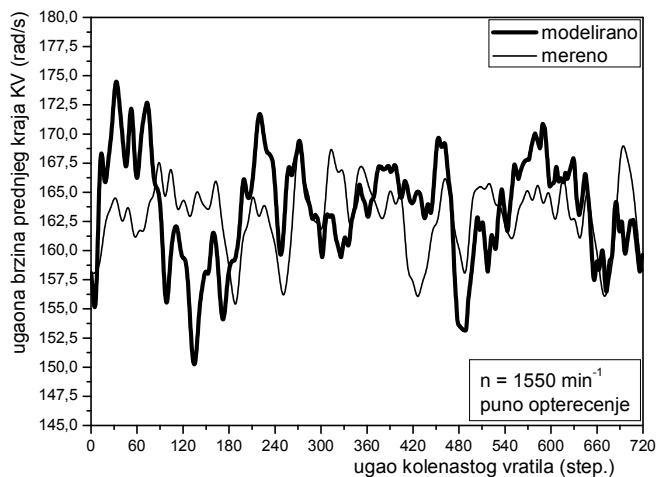


Slika 8.14 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1500 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

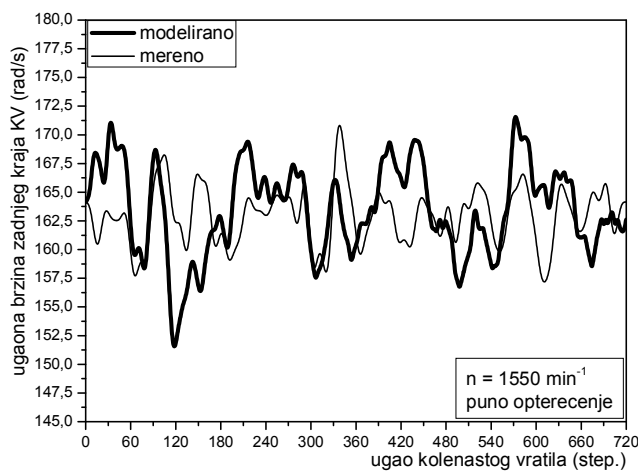


Slika 8.14 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1500 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

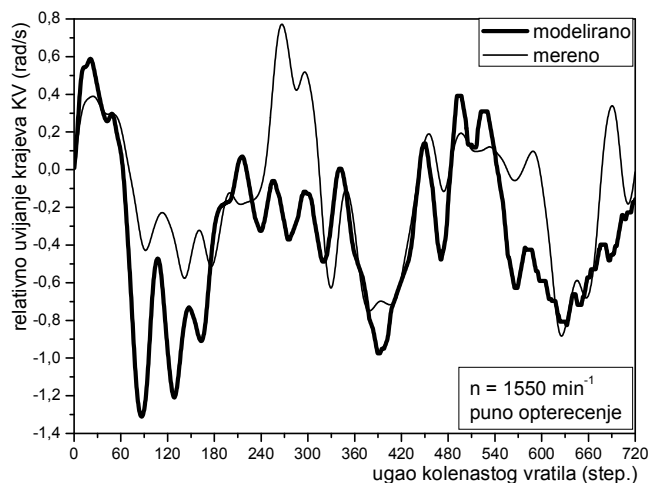
Režim $n=1550 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



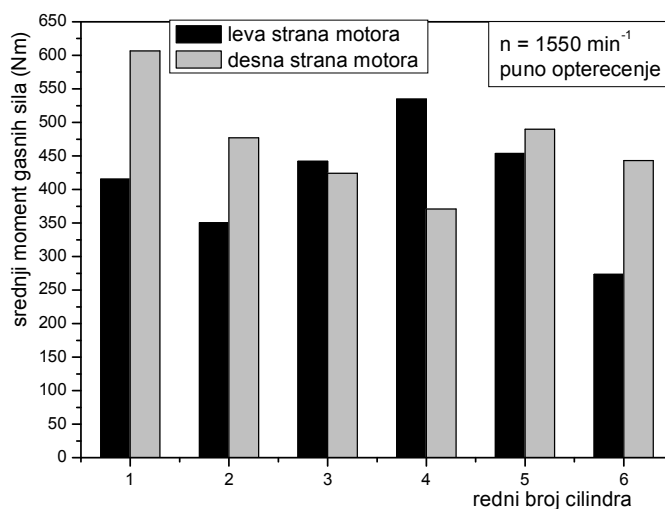
Slika 8.15 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1550 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.15 b – Modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1550 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

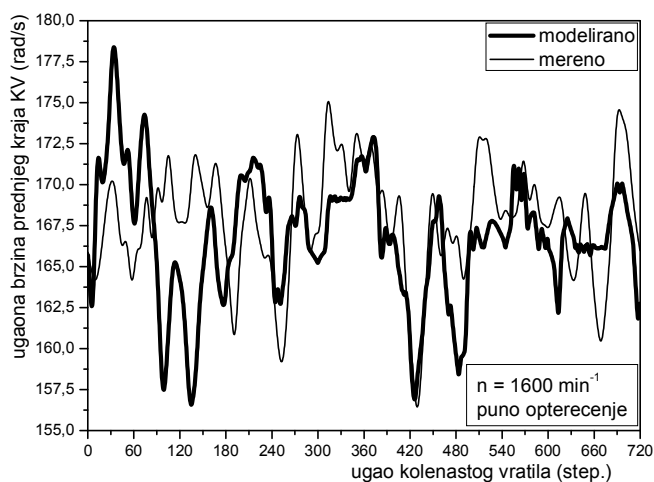


Slika 8.15 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1550 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

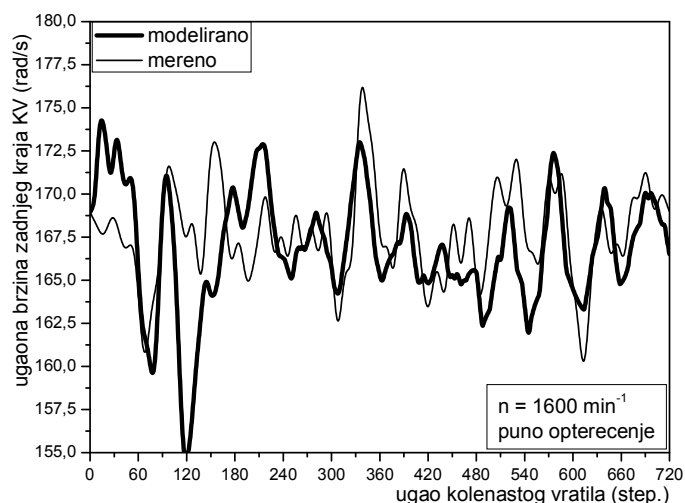


Slika 8.15 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1550 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

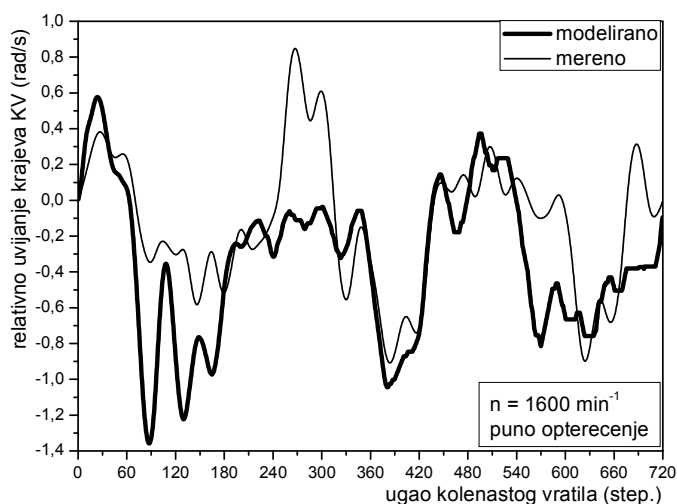
Režim $n=1600 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



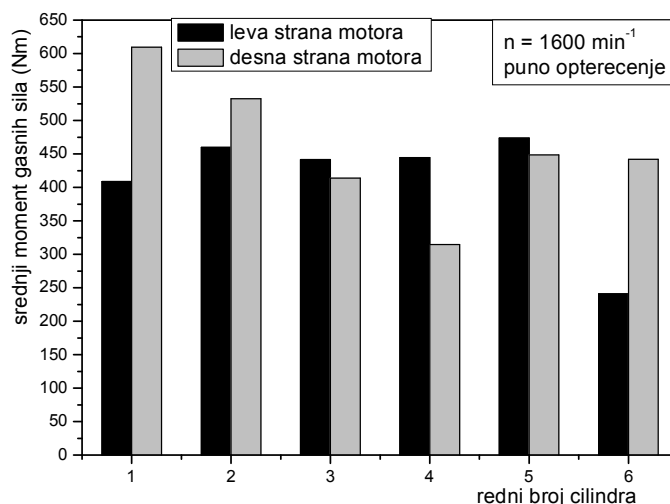
Slika 8.16 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1600 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.16 b – Modelirana i izmerna ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1600 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

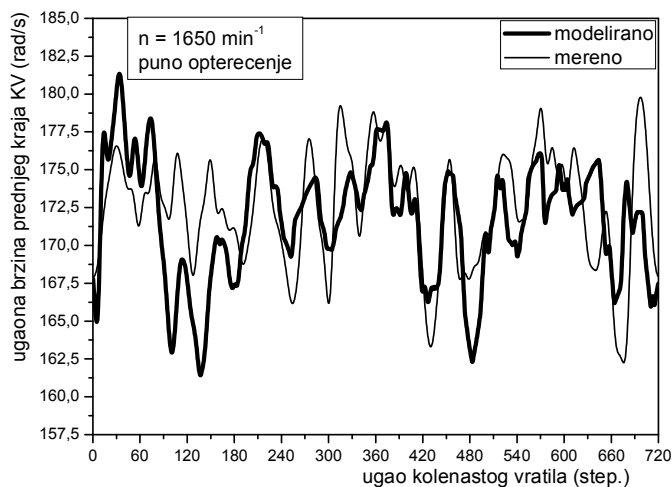


Slika 8.16 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1600 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

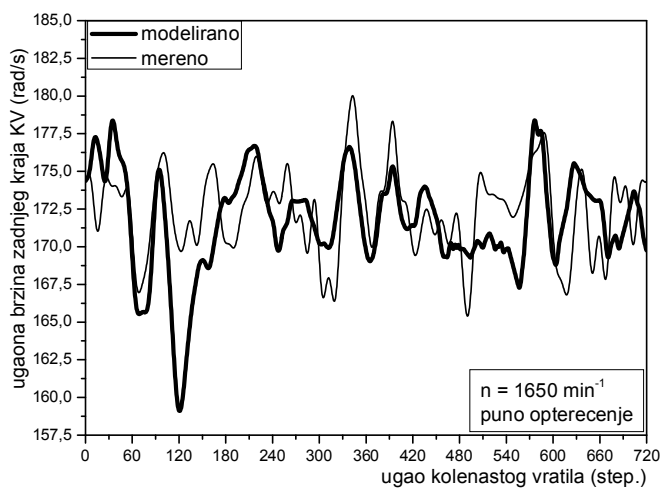


Slika 8.16 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1600 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

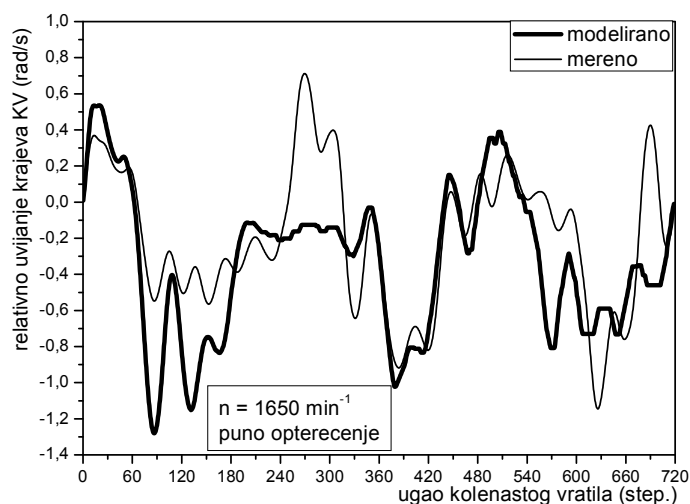
Režim $n=1650 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



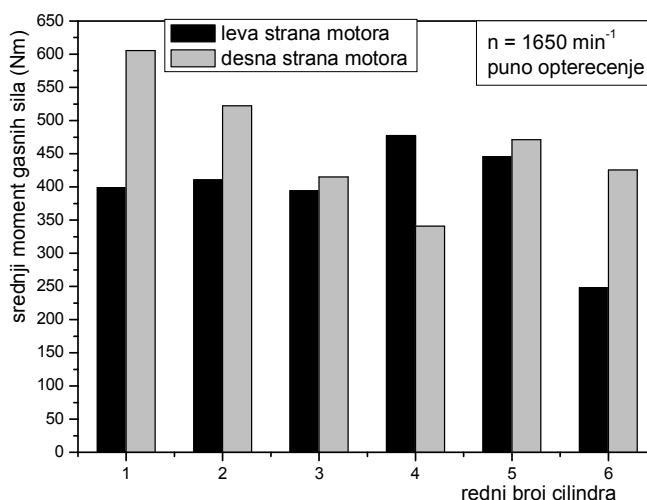
Slika 8.17 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1650 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.17 b – Modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1650 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

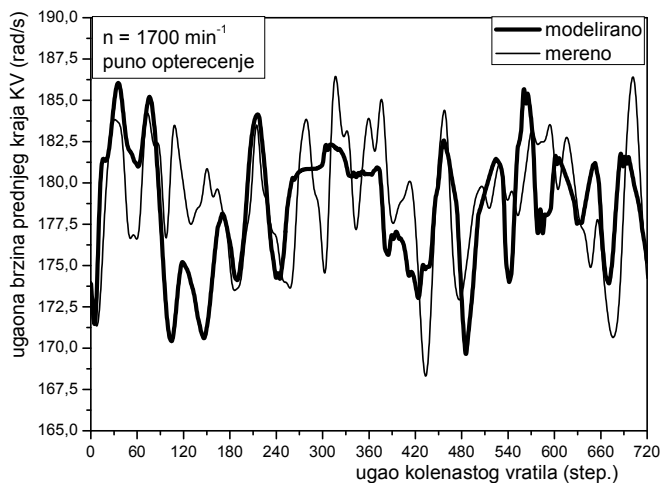


Slika 8.17 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1650 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

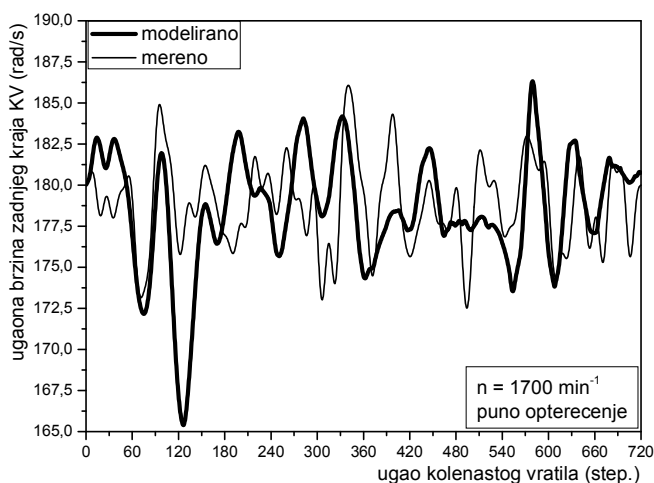


Slika 8.17 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1650 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

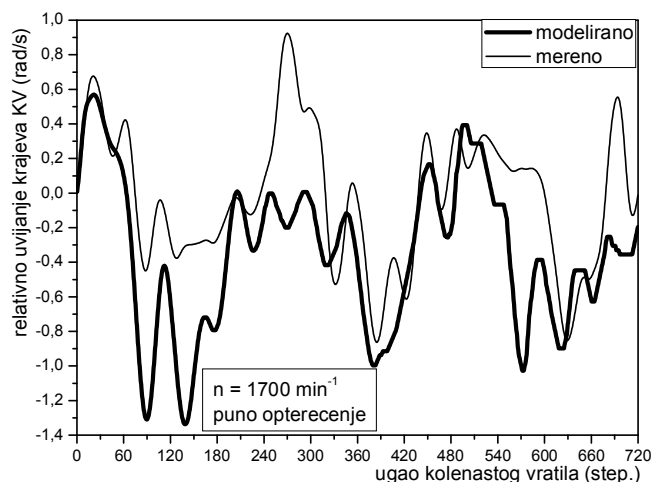
Režim $n=1700 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



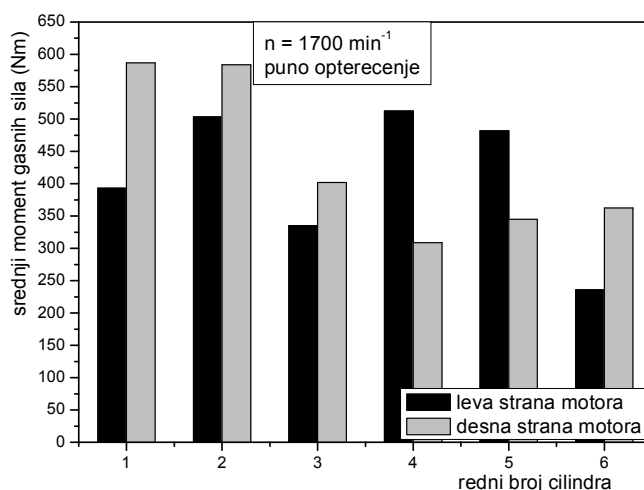
Slika 8.18 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1700 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.18 b – Modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1700 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

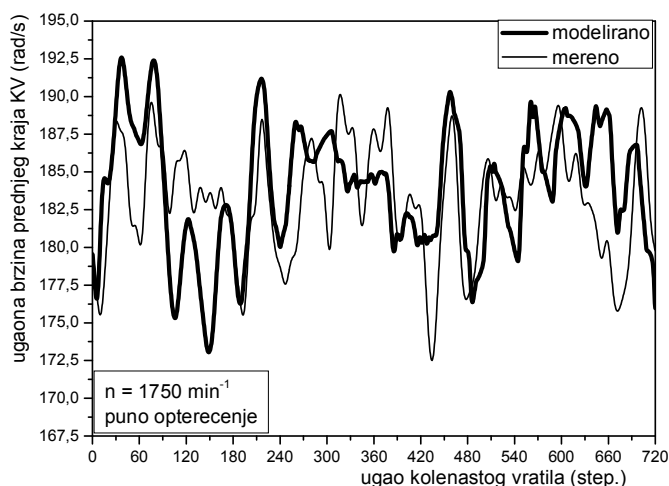


Slika 8.18 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1700 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

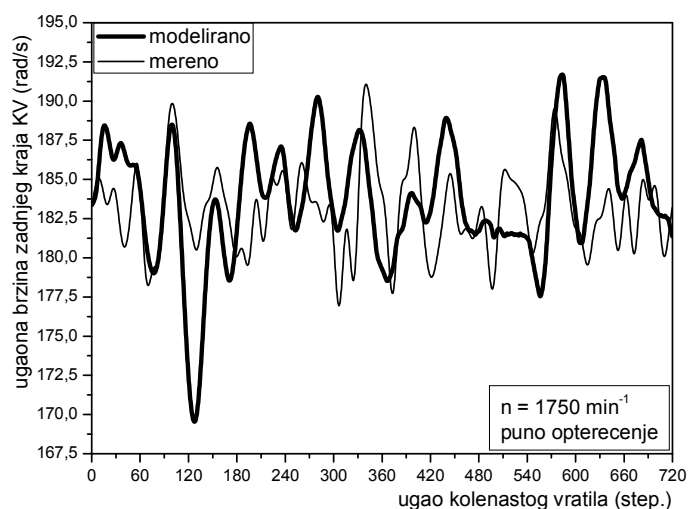


Slika 8.18 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1700 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

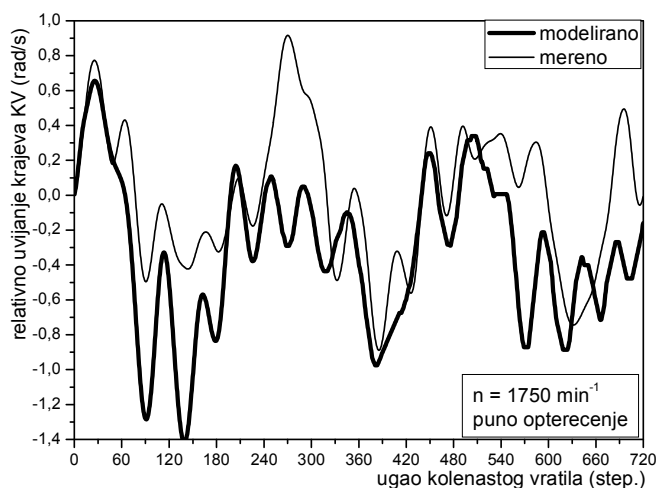
Režim $n=1750 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



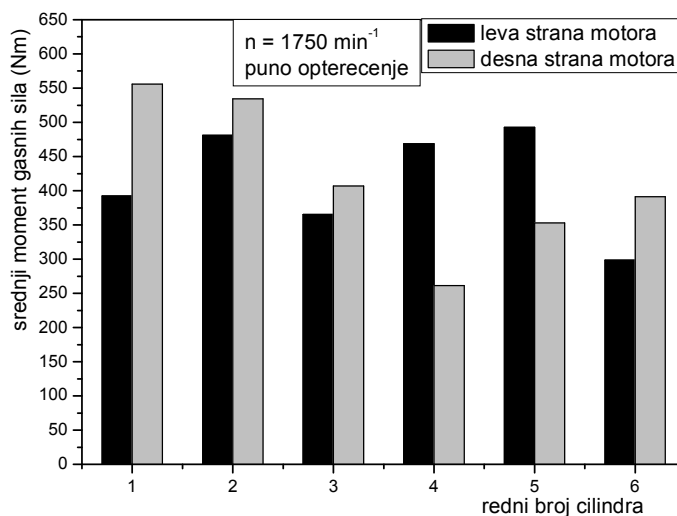
Slika 8.19 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1750 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.19 b – Modelirana i izmerna ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1750 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

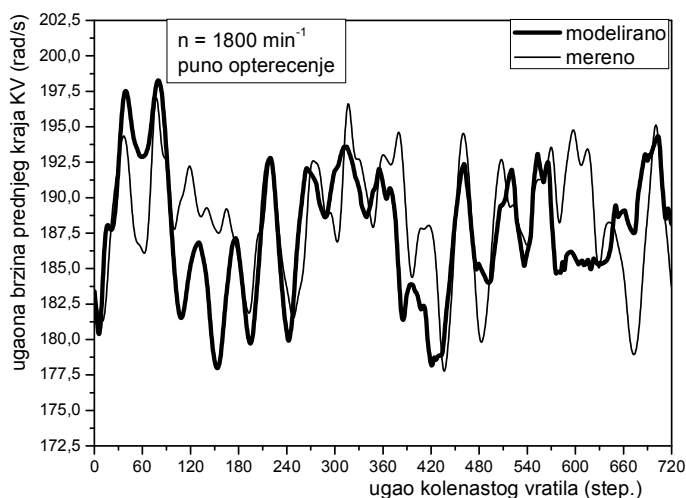


Slika 8.19 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1750 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

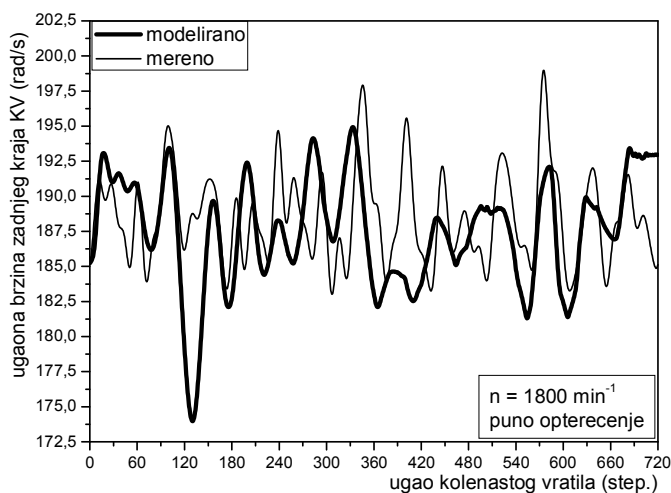


Slika 8.19 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1750 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

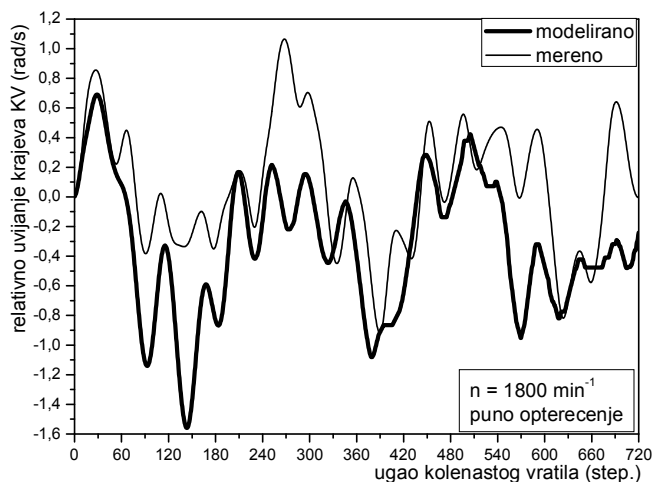
Režim $n=1800 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



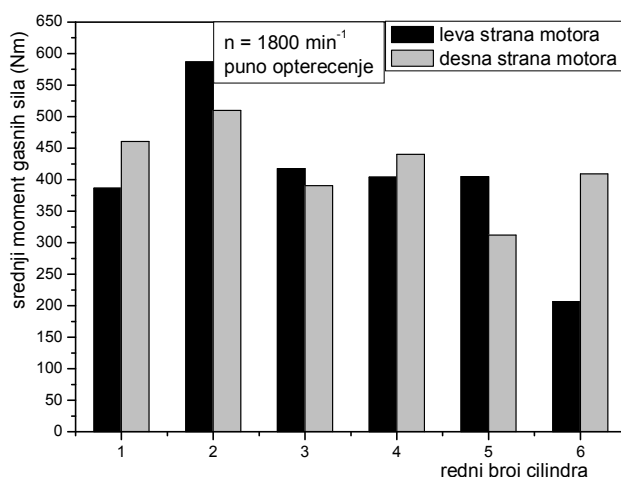
Slika 8.20 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1800 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.20 b – Modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1800 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

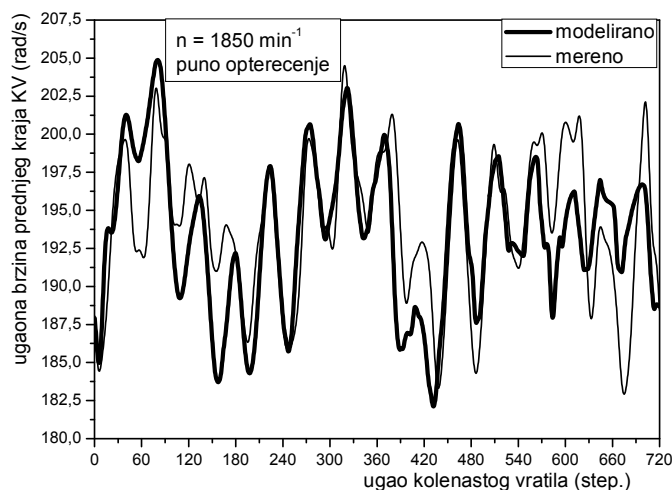


Slika 8.20 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1800 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

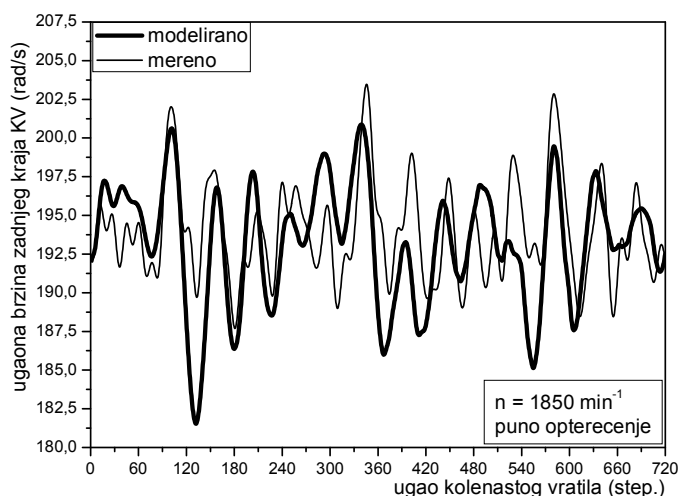


Slika 8.20 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1800 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

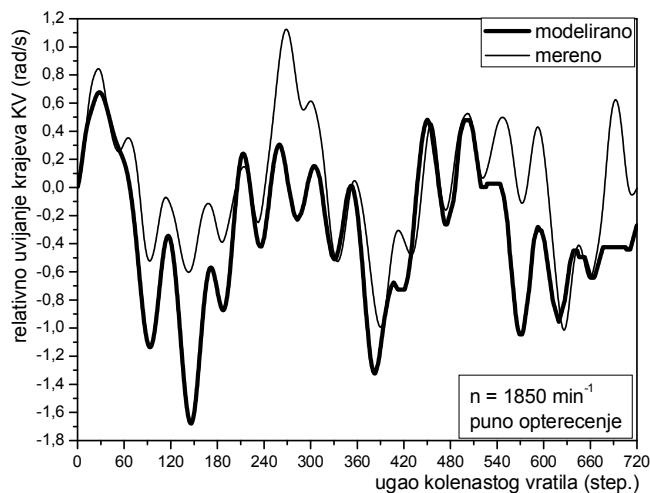
Režim $n=1850 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



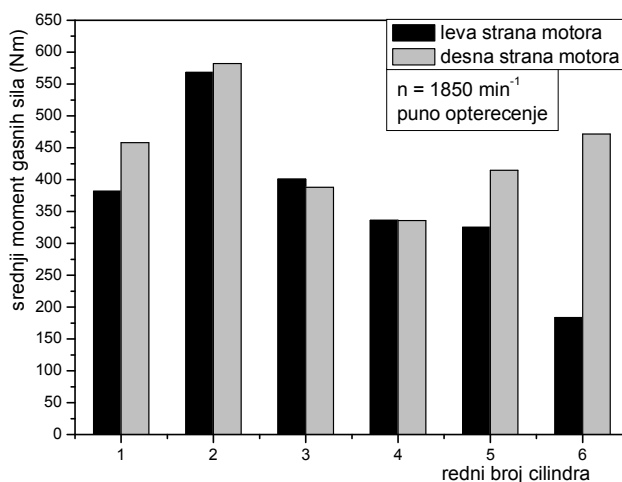
Slika 8.21 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1850 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.21 b – Modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1850 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

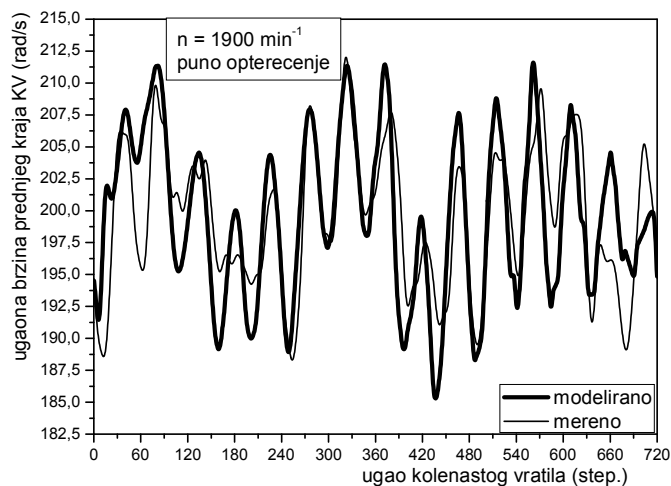


Slika 8.21 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1850 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

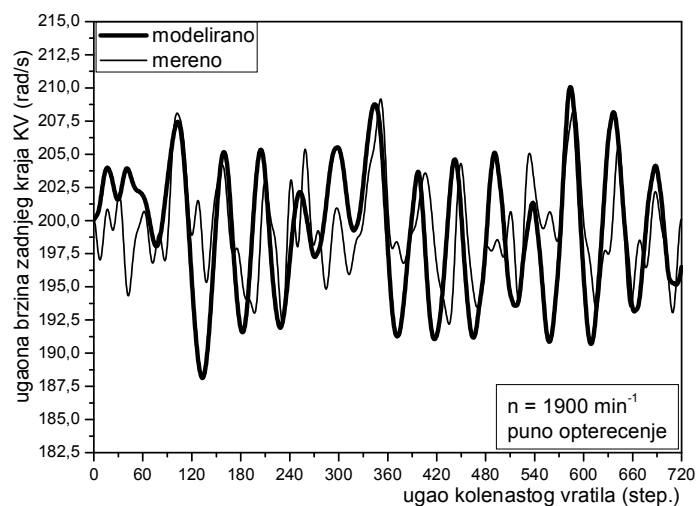


Slika 8.21 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1850 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

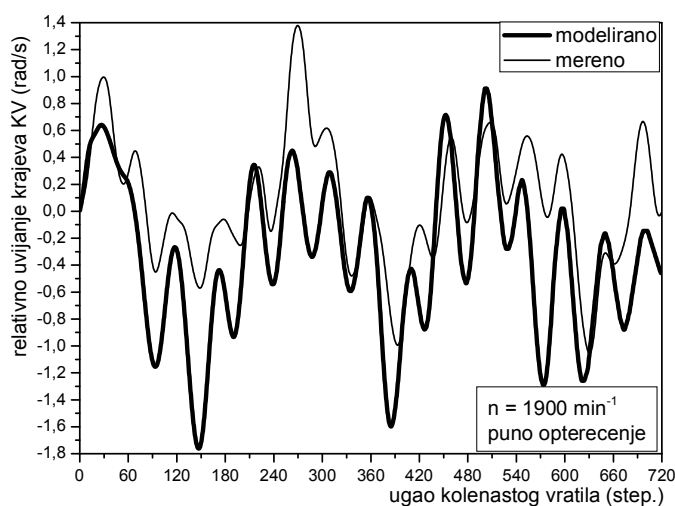
Režim $n=1900 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



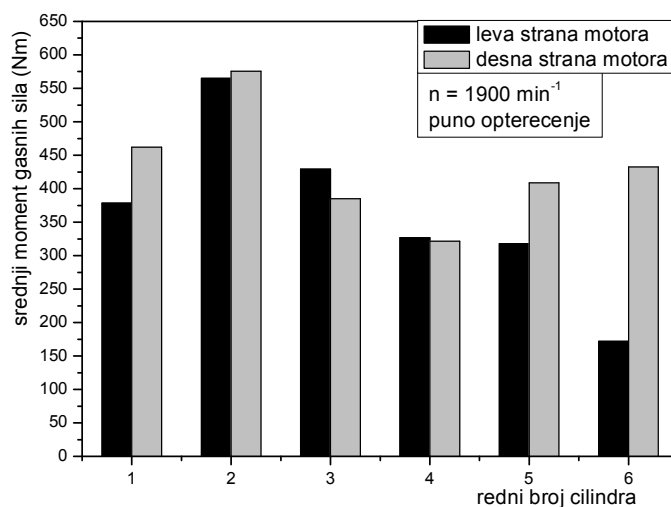
Slika 8.22 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1900 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.22 b – Modelirana i izmjerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1900 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

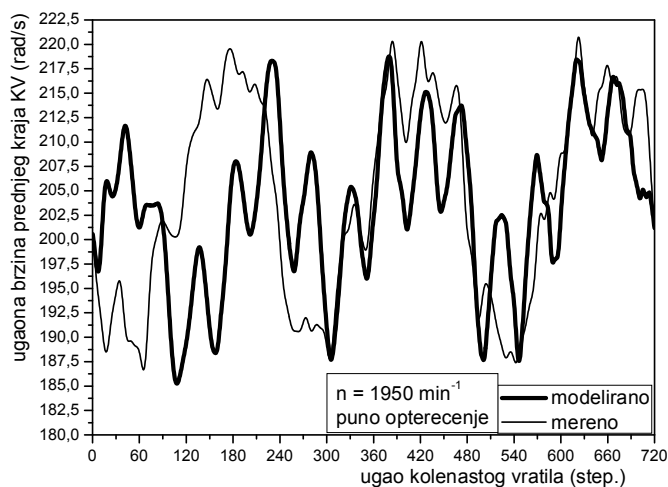


Slika 8.22 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1900 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

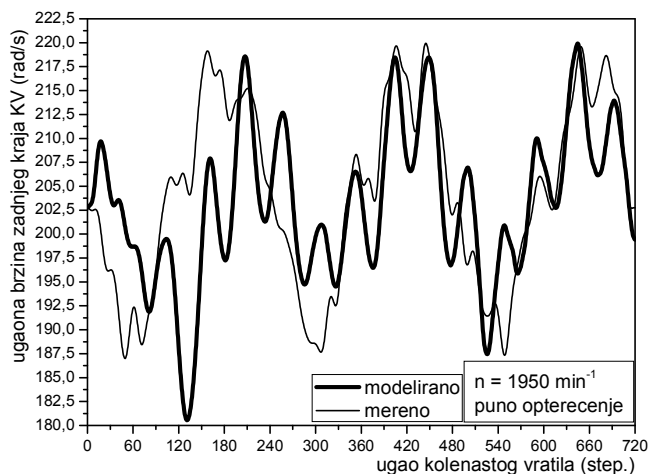


Slika 8.22 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1900 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

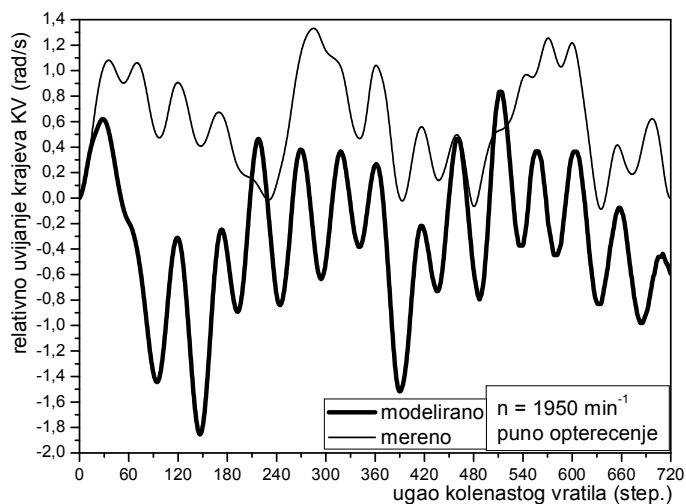
Režim $n=1950 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



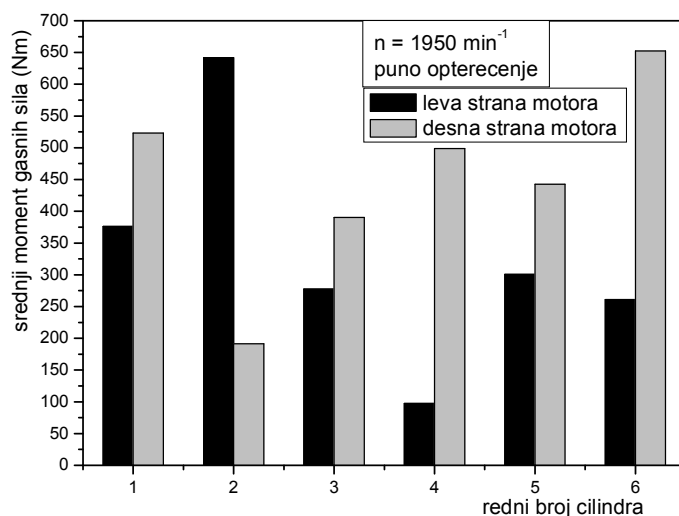
Slika 8.23 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=1950 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.23 b – Modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=1950 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

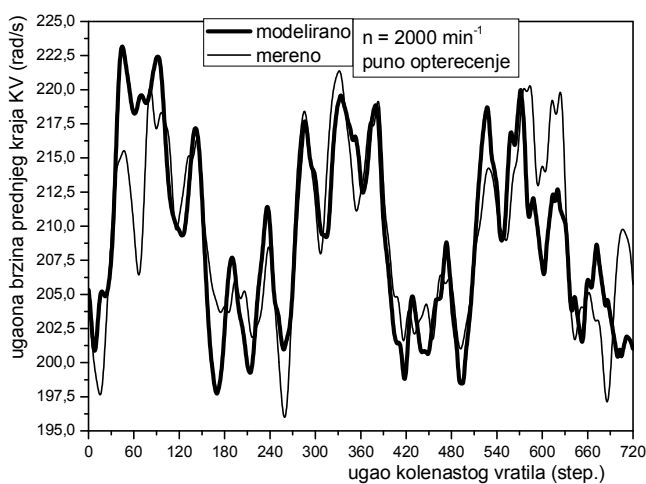


Slika 8.23 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=1950 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

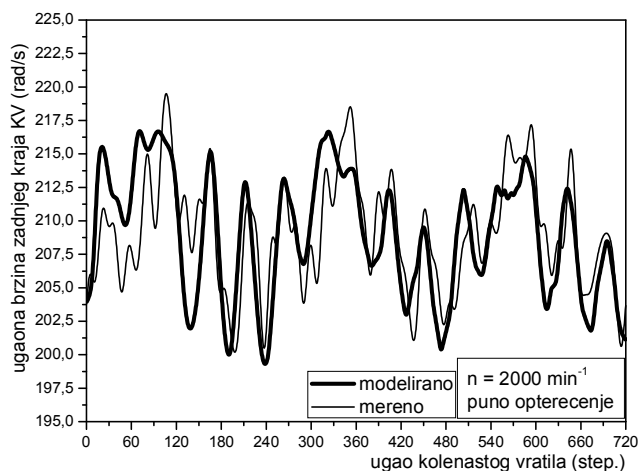


Slika 8.23 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=1950 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

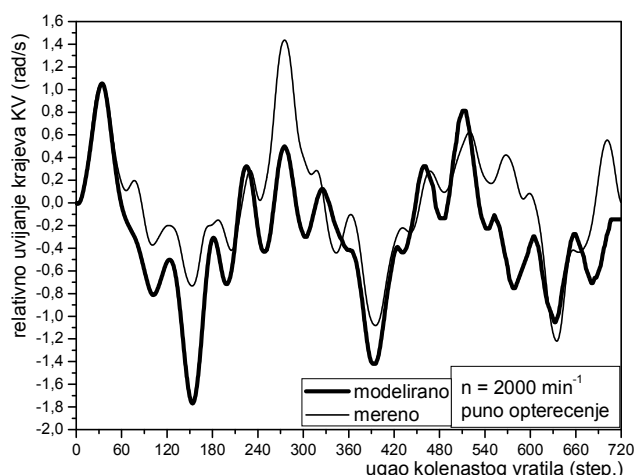
Režim $n=2000 \text{ min}^{-1}$, pri punom opterećenju



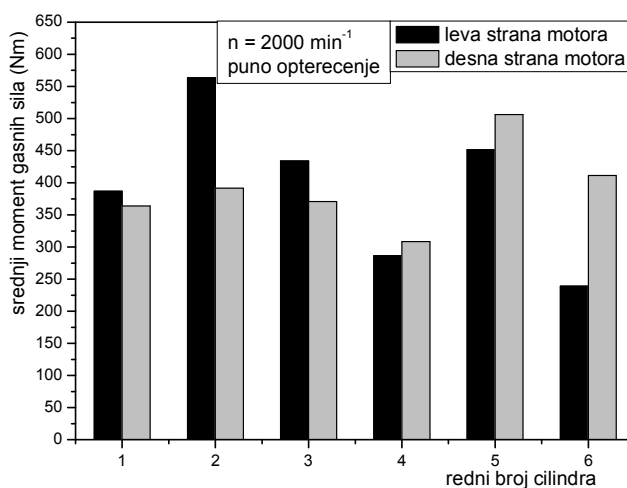
Slika 8.24 a – Modelirana i izmerena ugaona brzina prednjeg kraja kolenastog vratila, $n=2000 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.24 b – Modelirana i izmerena ugaona brzina zadnjeg kraja kolenastog vratila, $n=2000 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



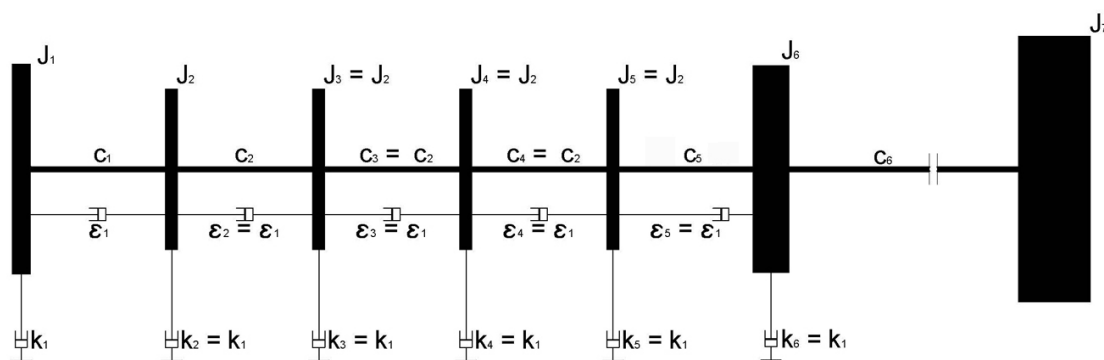
Slika 8.24 c – Relativno uvijanje krajeva kolenastog dobijeno matematičkim modeliranjem i neposrednim merenjem, $n=2000 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje



Slika 8.24 d – Histogram procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara, $n=2000 \text{ min}^{-1}$, puno opterećenje

8.3.3 Torzione krutosti i momenti inercije masa EDTS

Na slici 8.25 je predstavljen pojednostavljen šematski prikaz EDTS sa sedam inercijalnih masa koji je poslužio kao baza za razvoj matematičkog modela dinamičko-osilatrnoh kretanja u ispitivanom sistemu motor–kočnica.



Slika 8.25 – Pojednostavljeni model EDTS sa sedam inercijalnih masa

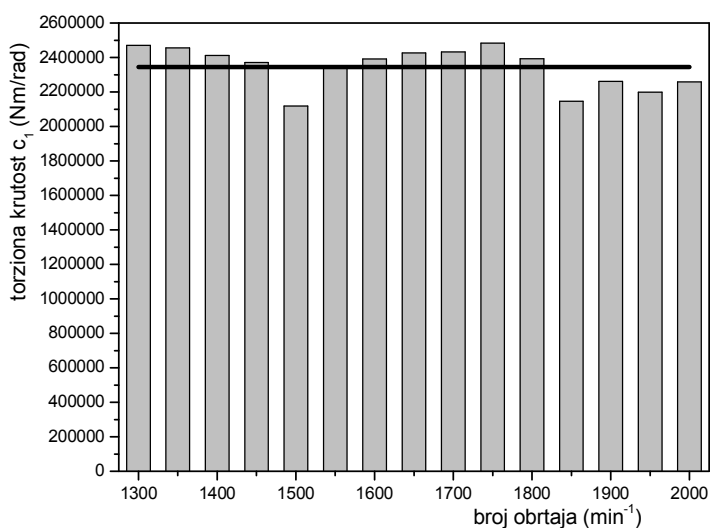
8. Identifikacija nepoznatih parametara matematičkog modela

Jedan od zadataka razvijenog matematičkog modela je da nakon optimizacije pruži informacije o tačnijim vrednostima torzionih krutosti virtuelnih vratila i momentima inercije inercijalnih masa EDTS.

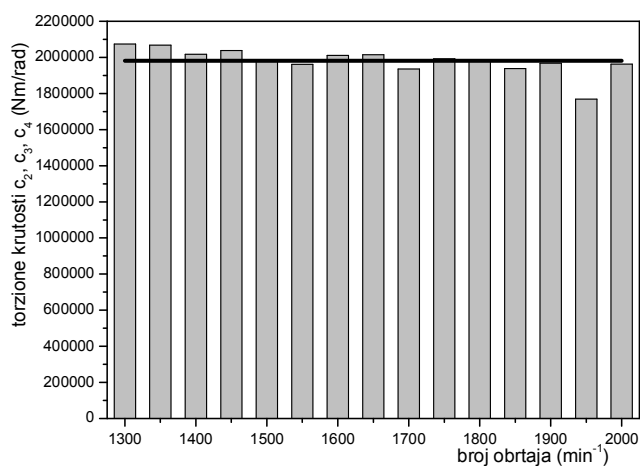
Tabela 8.1 – Identifikovane torzione krutosti virtuelnih vratila EDTS

n min ⁻¹	c_1 Nm/rad	c_2, c_3, c_4 Nm/rad	c_5 Nm/rad	c_6 Nm/rad
1300	0,24694083E+07	0,20734355E+07	0,21059288E+07	0,93214289E+05
1350	0,24549605E+07	0,20680476E+07	0,20938978E+07	0,97600008E+05
1400	0,24123113E+07	0,20172011E+07	0,21044348E+07	0,98893367E+05
1450	0,23704133E+07	0,20380140E+07	0,21167363E+07	0,98812945E+05
1500	0,21175373E+07	0,19872115E+07	0,21249573E+07	0,10039197E+06
1550	0,23468960E+07	0,19617318E+07	0,20435430E+07	0,99005617E+05
1600	0,23913548E+07	0,20108461E+07	0,20640478E+07	0,99033273E+05
1650	0,24268398E+07	0,20148165E+07	0,20885875E+07	0,98947070E+05
1700	0,24319298E+07	0,19354348E+07	0,20064500E+07	0,97782594E+05
1750	0,24832890E+07	0,19929734E+07	0,20947705E+07	0,99042531E+05
1800	0,23928985E+07	0,19814570E+07	0,21170245E+07	0,93629883E+05
1850	0,21455225E+07	0,19386771E+07	0,20229558E+07	0,99028906E+05
1900	0,22612128E+07	0,19678635E+07	0,20130833E+07	0,97049805E+05
1950	0,21983128E+07	0,17693414E+07	0,20704560E+07	0,99042531E+05
2000	0,22581628E+07	0,19625940E+07	0,19245678E+07	0,90038664E+05
srednja vrednost	2,34407·10⁶	1,98131·10⁶	2,0661·10⁶	97434,2302

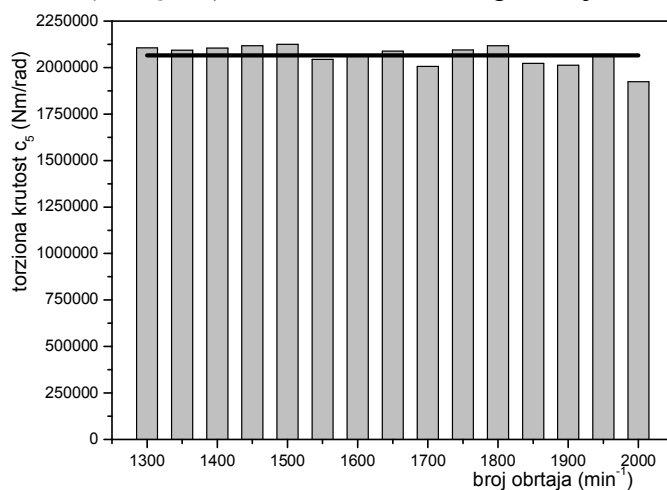
U tabeli 8.1 su date brojne vrednosti identifikovanih torzionih krutosti virtuelnih vratila EDTS za sve režime ispitivanja, a u poslednjem redu te tabele su prikazane osrednjene vrednosti. Histogramski prikaz dobijenih rezultata je prikazan na slikama 8.26 (krutost c_1), 8.27 (krutosti identičnih karakterističnih odsečaka kolenastog vratila c_2 , c_3 i c_4), 8.28 (krutost c_5) i 8.29 (krutost c_6). Podebljane crne linije na ovim histogramima predstavljaju srednje vrednosti. Varijacije identifikovanih vrednosti za različite brojeve obrtaja bi se pre mogle pripisati nesavršenostima matematičkog modela nego realnim uticajima (na primer: promena mehaničkih osobina materijala KV zbog temperaturskih razlika usled promenljivog histerezisa u materijalu KV).



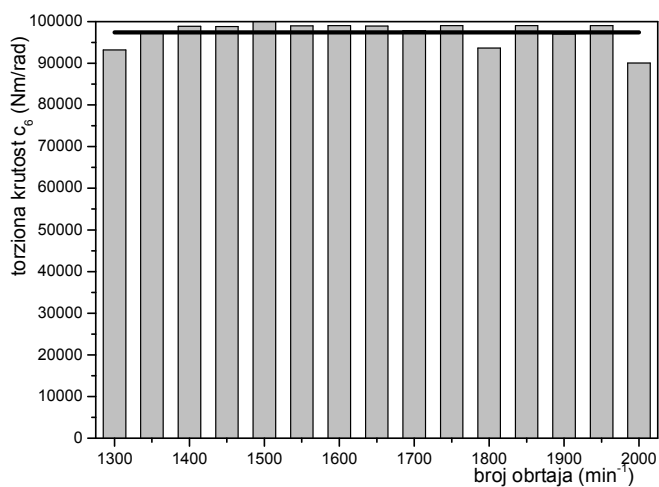
Slika 8.26 – Identifikovane vrednosti torzione krutosti c_1 EDTS za različite režime ispitivanja



Slika 8.27 – Identifikovane vrednosti torzione krutosti karakterističnog odsečka KV (c_2 , c_3 i c_4) za različite režime ispitivanja



Slika 8.28 – Identifikovane vrednosti torzione krutosti c_5 EDTS za različite režime ispitivanja



Slika 8.29 – Identifikovane vrednosti torzione krutosti c_6 EDTS za različite režime ispitivanja

8. Identifikacija nepoznatih parametara matematičkog modela

U tabeli 8.2 su date brojne vrednosti identifikovanih faktora korekcije konstantnih delova momenata inercije prve i sedme mase EDTS za za sve režime ispitivanja koji su u procesu optimizacije matematičkog modela uvedeni kao nepoznati parametri $q(16)$ i $q(17)$. U zadnjem redu tabele 8.2 je data srednja vrednost ovih parametara. Množenjem srednje vrednosti ovih parametara sa prethodno procenjenim konstantnim momentima inercije prve i sedme mase EDTS (tabela 7.5 u poglavlju 7.) dobijaju se korigovane vrednosti, čime se kompenzuju greške u prvobitnoj proceni iz razloga opisanih u tački 8.2. Srednje vrednosti parametara $q(16)$ i $q(17)$ ukazuju da su realniji, konstantni delovi momenata inercije prve i sedme mase EDTS veći za 8,431%, odnosno 6,201% u odnosu na vrednosti procenjene u početnim fazama definisanja EDTS.

Tabela 8.2 – Identifikovani parametri $q(16)$ i $q(17)$

n	$q(16)$	$q(17)$
min^{-1}	-	-
1300	0,10965666E+01	0,11429883E+01
1350	0,10743082E+01	0,11440026E+01
1400	0,10900059E+01	0,11237607E+01
1450	0,10899627E+01	0,11108613E+01
1500	0,10772853E+01	0,10391405E+01
1550	0,11000000E+01	0,10884284E+01
1600	0,10667795E+01	0,97894800E+00
1650	0,10997779E+01	0,93717426E+00
1700	0,10999963E+01	0,86945873E+00
1750	0,10830672E+01	0,92845345E+00
1800	0,10853819E+01	0,10294183E+01
1850	0,10452515E+01	0,11217380E+01
1900	0,10906627E+01	0,11334015E+01
1950	0,10655762E+01	0,11324069E+01
2000	0,11000000E+01	0,11500000E+01
srednja vrednost	1,08431	1,06201

Konačni uporedni prikaz brojnih vrednosti torzionih krutosti i momenata inercije EDTS pre i posle identifikacije nepoznatih parametara matematičkog modela dat je u tabeli 8.3.

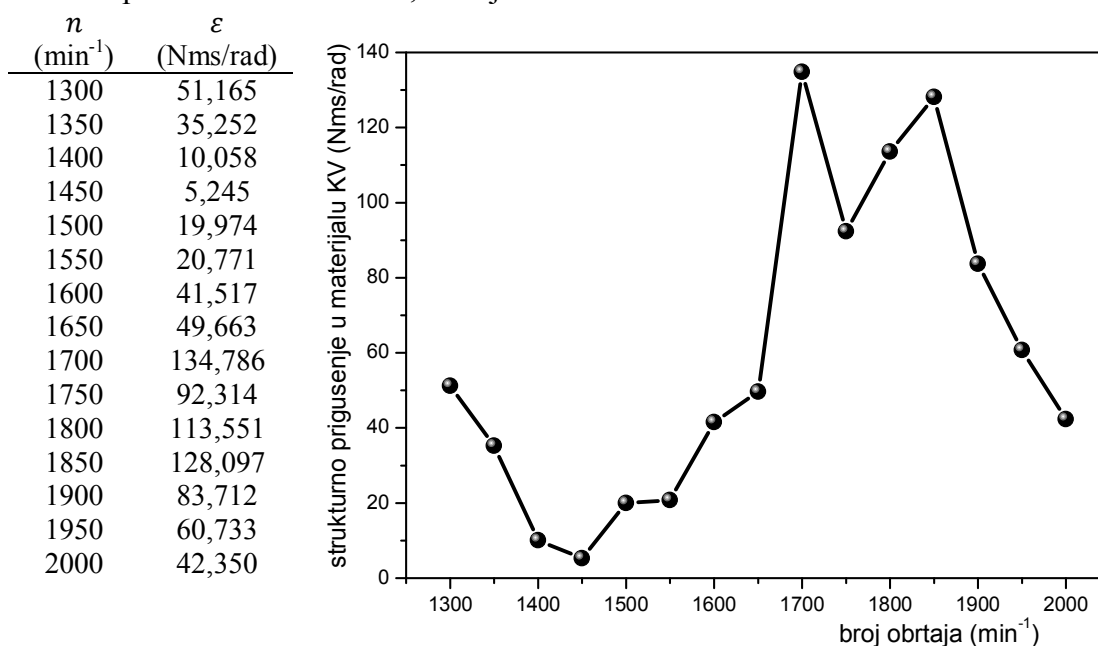
Tabela 8.3 – Torzione krutosti i momenti inercije EDTS pre i posle identifikacije nepoznatih parametara matematičkog modela

R. br. mase	pre identifikacije		posle identifikacije	
	J $\text{kg}\cdot\text{m}^2$	c $\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$	J $\text{kg}\cdot\text{m}^2$	c $\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
1.	$0,088327+J_{osc1}$	2066228	$0,095773+J_{osc1}$	2344070
2.	$0,075446+J_{osc2}$	2180660	$0,075446+J_{osc2}$	1981310
3.	$0,075446+J_{osc3}$	2180660	$0,075446+J_{osc3}$	1981310
4.	$0,075446+J_{osc4}$	2180660	$0,075446+J_{osc4}$	1981310
5.	$0,075446+J_{osc5}$	1749607	$0,075446+J_{osc5}$	2066100
6.	$0,3555+J_{osc6}$	99320	$0,3555+J_{osc6}$	97434,2302
7.	1,755389		1,864241	

Iz tabele 8.3 se može primetiti da su momenti inercije prvih šest inercijalnih masa EDTS kao ulazni podaci razvijenog matematičkog modela rastavljeni na konstantne i promenljive delove (J_{osci} , $i = 1, 2, \dots, 6$). Za neke druge potrebe, gde su proračuni bazirani na pretpostavci da su momenti inercije masa EDTS konstantni, kao što je na primer Holcerova metoda, promenljivi delovi momenata inercije se moraju zameniti njihovim srednjim vrednostima i dodati konstantnim delovima, kao što je to urađeno u tabeli 7.5. Srednja vrednost promenljivog momenta krivajnog mehanizma ispitivanog motora je određena u tački 3.3.2 i ona iznosi $0,092390 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

8.3.4 Strukturna (unutrašnja) prigušenja torzionih oscilacija u materijalu KV

Jedan od nepoznatih parametara EDTS je bilo i unutrašnje (strukturno) prigušenje u materijalu kolenastog vratila, čije identifikovane vrednosti su za sve režime ispitivanja motora prikazane na slici 8.30, a broјčane vrednosti su date levo od te slike.



Slika 8.30 – Identifikovano strukturno prigušenje u materijalu kolenastog vratila

U postupku identifikacije uveden je parametar $q(11)$ tako da se množenjem ovog parametra i broja 100 dobijala informacija o strukturnom prigušenju u materijalu kolenastog vratila. Naime, pokazalo se da je matematički model „najosetljiviji“ na koeficijente naravnornosti radnih procesa u cilindrima motora. Početne, pretpostavljene vrednosti faktora korekcije momenata gasnih sila cilindara su za svaki režim ispitivanja, pre pokretanja procedure identifikacije, iznosile 1. Time su koeficijenti korekcije momenata gasnih sila cilindara bili u prednosti u odnosu na strukturno prigušenje u materijalu kolenastog vratila, koje ima znatno veće vrednosti (slika 8.30), pošto postupak identifikacije podrazumeva stalno traženje parcijalnih izvoda po svakom od nepoznatih parametara, sa jednakim relativnim priraštajem od 1% za svaki od njih. Na osnovu dobijenih parcijalnih izvoda se procenjuje uticaj svakog od nepoznatih parametara na rezultate matematičkog modela i preporučuju se nove vrednosti koje bi u krajnjem rezultatu trebalo da dovedu do manjeg kvadratnog odsupanja između rezultata matematičkog modela i izmerenih podataka. Zapaženo je relativno brzo napredovanje koeficijenata korekcije momenata gasnih sila cilindara ka stabilnim vrednostima, što nije bio slučaj sa strukturnim prigušenjem u materijalu kolenastog vratila. Definisanjem

strukturnog prigušenja u materijalu kolenastog vratila kao umnoška uvedenog parametra $q(11)$ i broja 100, „osetljivost“ matematičkog modela na strukturno prigušenje je dovedena na približno isti nivo kao i u slučaju koeficijenata korekcije radnih procesa po cilindrima.

Za početne vrednosti strukturnog prigušenja (umnožak $q(11) \cdot 100$) su uzimane preporučene, orijentacione vrednosti iz literature [5]. Ove preporuke se odnose samo za rezonantne režime rada motora, dok za nerezonantne režime rada slične preporuke ne postoje. Osnovni nedostaci ovih preporuka (poluempirijskih formula) su diskutovani u tački 5.4, pri čemu je naglašeno da ne uzimaju u obzir sve faktore koji utiču na vrednost amplituda torzionog oscilovanja. U svakom slučaju, i za rezonantne i za nerezonantne režime rada proces napredovanja u identifikaciji strukturnih prigušenja se mogao ubrzati tako što su zadavane drugačije vrednosti od preporučenih. Kriterijum je bio čisto vizuelni, jer su se sa znatno manjim vrednostima pretpostavljenog strukturnog prigušenja od „stvarnog“, dobijali dijagrami modeliranih ugaonih brzina sa izrazito većim amplitudama varijacija nego što je to bio slučaj kod izmerenih vrednosti. Suprotna situacija se dešavala ako je pretpostavljena vrednost strukturnog prigušenja bila precenjena.

Na slici 8.25 gde je dat šematski prikaz identifikovanog EDTS se vidi da je usvojena ista vrednost strukturnog prigušenja za sve odsečke kolenastog vratila, što je dosta realna pretpostavka. Takođe se može primetiti da je strukturno prigušenje u materijalu spojničkih vratila od motora do kočnice zanemareno, što je uobičajen pristup većine istraživača. Računa se da je vrednost strukturnog prigušenja u materijalu spojničkih vratila od motora do kočnice zanemarljivo mala u odnosu na strukturno prigušenje u materijalu kolenastog vratila. Kako se u literaturi, putem poluempirijskih jednačina kao što je jednačina (5.26) [5], strukturno prigušenje u materijalu opisuje kao parametar direktno zavisano od torzione krutosti, za ovo pojednostavljenje bi se moglo reći da ima smisla. Međutim, ako bi se pokazalo da su tačne naznake da se kardansko vratilo u nekim slučajevima ponaša kao izvor dodatnog prigušenja u sistemu, ovo pojednostavljenje bi moglo biti previše grubo. Autor ovog rada, vođen čistom logikom, smatra da i ako u kardanskom vratilu postoje izvorišta povišenog prigušenja u sistemu, ta prigušenja bi morala biti prilično ispod strukturnog prigušenja u materijalu kolenastog vratila, pa i u tom slučaju ovo pojednostavljenje ne bi trebalo da unosi veliku grešku u matematički model.

Dijagram prikazan na slici 8.30 zaslužuje poseban komentar koji je zbog svoje važnosti potrebno posebno naglasiti. Poznato je da je strukturno prigušenje u materijalu kolenastog vratila jako teško tačno proceniti, odnosno izmeriti, i takvi podaci se smatraju informacijama od izuzetne važnosti, jer bitno utiču na kvalitet proračuna dodatnih naprezanja kolenastog vratila izazvanih torzionim oscilacijama. O popriličnom lutanju u definisanju i određivanju prigušenja torzionih oscilacija pa i strukturnog prigušenja u materijalu kolenastog vratila, posvećena je tačka 5.1, i ovde se ti problemi neće ponavljati. Osnovna pitanja na koje je u ovom trenutku potrebno dati odgovor je koliko su podaci prikazani na slici 8.30 tačni, i da li su logični.

Što se tiče logičnosti dobijenih rezultata, treba se prisetiti da je, „po definiciji“, strukturno prigušenje proporcionalno brzini torzionog oscilovanja. Za svaki od identifikovanih oblika oscilovanja sopstvena kružna frekvencija je ista, tačnije rečeno malo se menja za različite brzinske režime. To znači da strukturno prigušenje

prvenstveno zavisi od veličina amplituda torzionih oscilacija. Drugim rečima, za približno istu frekvenciju nekog od oblika oscilovanja, veće brzine oscilovanja imamo onda kada su veće amplitude torzionog oscilovanja, a manje onda kada su manje amplitude torzionog oscilovanja. Vođeni tom logikom, identifikovano strukturno prigušenje u materijalu kolenastog vratila indirektno pruža informacije o tome na kojim brzinskim režimima su najveće amplitude oscilovanja, pa se dijagram na slici 8.30 može tumačiti kao jedna varijanta rezonantnog dijagrama motora.

Nedvosmisleno se može zaključiti da su amplitude torzionog oscilovanja u sistemu najveće kod prvog oblika oscilovanja (1300min^{-1} , 1600min^{-1} i 1950min^{-1}), pošto su amplitude harmonika pobudnih momenata za ove rezonantne brojeve obrtaja izuzetno velike ($2\frac{1}{2}$., 2. i $1\frac{1}{2}$. harmonik podudnih momenata–videti sliku 6.4). Međutim, sasvim je logično da strukturna prigušenja u materijalu kolenastog vratila na ovim brzinskim režimima nisu najdominantnija, pošto čvor oscilovanja po ovom obliku oscilovanja nije na kolenastom vratilu motora, već na nekom od spojničkih vratila van njega. Slikovito rečeno, po prvom obliku oscilovanja celo kolenasto vratilo se snažno uvija u jednu i drugu stranu oko udaljenog čvora oscilovanja, pri čemu relativna uvijanja između pojedinih odsečaka (kolena) kolenastog vratila nisu potencijalno opasna za samo kolenasto vratilo. Nešto veće strukturno prigušenje u materijalu kolenastog vratila na 1950min^{-1} se može objasniti ne toliko činjenicom da je prvi oblik oscilovanja u ovom slučaju najintezivniji, koliko činjenicama da na tom brzinskom režimu u rezonanci 15. motorski harmonik pobudnih momenata po trećem obliku oscilovanja, a u neposrednoj blizini (na 1900min^{-1}) je u rezonanci $7\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata. Dakle, jedan majorski i jedan minorski harmonik pobudnih momenata gasnih sila.

Interesantno je da se maksimum identifikovanog strukturnog prigušenja u kolenastom vratilu nalazi na brzinskom režim 1700min^{-1} . U neposrednoj blizini tog brzinskog režima u rezonanci je $8\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata po drugom obliku oscilovanja (slika 7.18) i $17\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata po trećem obliku oscilovanja. Vredi podsetiti da se po trećem obliku oscilovanja dva čvora nalaze na kolenastom vratilu. Jedan je između drugog i trećeg kolena kolenastog vratila, a drugi je između petog i šestog kolena kolenastog vratila, dok je treći čvor nalazi van kolenastog vratila dosta blizu motorske kočnice (slika 7.19). To praktično znači da na 1700min^{-1} , na samom kolenastom vratilu, postoje ukupno tri čvora oscilovanja. Sudeći prema vrednostima amplituda pobudnih momenata, pojedinačno gledano amplitude torzionih oscilacija za svaki od prisutnih oblika oscilovanja ne bi trebalo da imaju vrednosti koje bitno odskaču u odnosu na ostale rezonantne režime, ali nije isključena mogućnost da njihovo zbirno delovanje ovaj brzinski režim izdvaja kao najkritičniji za kolenasto vratilo motora u pogledu vrednosti dopunskih naprezanja izazvanih torzionim oscilacijama.

Taj trend se nastavlja i na desnu stranu od 1700min^{-1} (od 1750min^{-1} do 1850min^{-1}) kada se jedan na drugi nadovezuju $16\frac{1}{2}$. i 17. motorski harmonik pobudnih momenata koji su rezonantni po trećem obliku oscilovanja. To znači da na ovom području brzinskih režima na kolenastom vratilu motora imamo prisutna dva čvora oscilovanja. „Relaksacija“ je zabeležena tek na 1900min^{-1} , kada je u rezonanci $7\frac{1}{2}$. motorski harmonik po drugom obliku oscilovanja (dakle samo sa jednim čvorom oscilovanja na kolenastom vratilo), ali se sa desne strane može očekivati i uticaj šireg rezonantnog područja torzionih oscilacija na rezonantnom broju obrtaja 1950min^{-1} .

U neposrednoj okolini brzinskog režima 1350 min^{-1} u rezonanci su $10\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata po drugom obliku oscilovanja, kao i dosta „slabašni“, 21 . i $21\frac{1}{2}$. motorski harmonici pobudnih momenata po trećem obliku oscilovanja, dok sa leve strane može očekivati šire rezonantno područje $2\frac{1}{2}$. motorskog harmonika na 1300 min^{-1} . Ipak, ako se o nivou torzionih oscilacija može suditi na osnovu indentifikovanog strukturnog prigušenja u materijalu kolenastog vratila, na brzinskom režimu 1350 min^{-1} ne bi trebao očekivati bitnije povišenje naprezanja izazvanih torzionim oscilacijama u odnosu na ostale rezonantne režime.

Interesantan podatak je da ne postoje velike razlike u dobijenim vrednostima strukturnog prigušenja u materijalu kolenastog vratila kada je korekcija momenata gasnih sila vršena na celom intervalu integracije jednačina matematičkog modela (od 0 do 720 stepeni ugla obrtanja kolenastog vratila) i na uskom domenu tokom procesa sagorevanja i takta ekspanzije prema slici 8.7, odnosno jednačini (8.27).

8.3.5 Trenje u motoru–spoljašnje prigušenje torzionih oscilacija

Kako se trenje u motoru posmatra kao viskozno prigušenje proporcionalno trenutnoj ugaonoj brzini, ono se u matematički model uvodi preko koeficijenta ukupnog viskoznog prigušenja k_{vp} , tako što se on deljenjem sa brojem šest ravnomerno raspoređuje na prvih šest inercijalnih masa EDTS, kako je to već ranije rečeno. U jednačinama matematičkog modela od (3.53) do (3.66) i na slici 8.25, ovako dobijeni pojedinačni koeficijenti viskoznog prigušenja na inercijalnim masama EDTS su označeni sa k_i , $i = 1, 2, \dots, 6$. Koeficijent ukupnog viskoznog prigušenja k_{vp} se dobija kao količnik ukupnog srednjeg momenta trenja u sistemu i srednje ugaone brzine kolenastog vratila. Ukupni srednji moment trenja mora zadovoljiti bilans momenata u sistemu, pa proizilazi iz razlike ukupnog srednjeg momenta gasnih sila i ukupnog srednjeg momenta opterećenja. Pod ukupnim srednjim momentom opterećenja ($\overline{M_{opt}}$), se podrazumeva zbir srednjeg momenta izmerenog na kočnici ($\overline{M_{koc}}$), srednjeg momenta angažovanog za neposredan pogon pomoćnih uređaja na motoru osim pumpe visokog pritiska ($\overline{M_{pu}}$) i srednjeg momenta angažovanog za neposredan pogon same pumpe visokog pritiska ($\overline{M_{PVP}}$):

$$\overline{M_{opt}} = \overline{M_{koc}} + \overline{M_{pu}} + \overline{M_{PVP}} \quad (8.28)$$

Pošto su članovi desne strane jednačine (8.28) procenjeni, za srednji moment opterećenja se može reći da nije nepoznanica. Ako pretpostavimo da identifikovani koeficijenti korekcije momenata gasnih sila pojedinih cilindara u velikoj meri odražavaju realnost, onda se može reći da su dosta dobro procenjeni srednji momenti gasnih sila pojedinih cilindara. Tada se ukupni, korigovani srednji moment gasnih sila može dobiti iz jednačine:

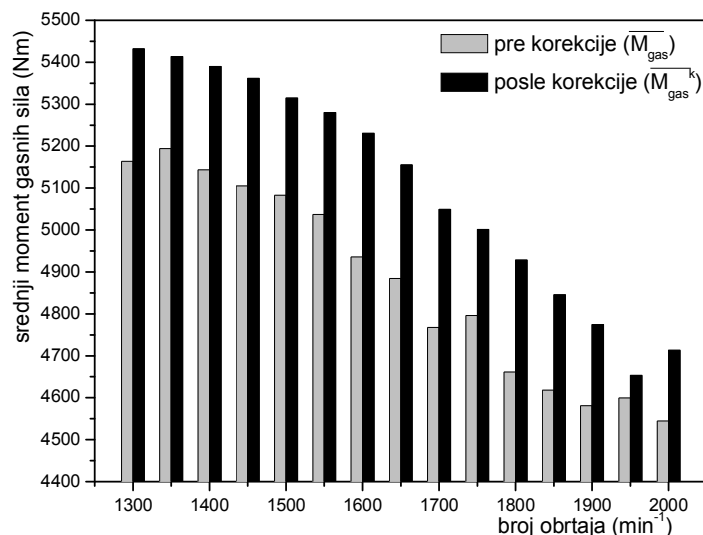
$$\overline{M_{gas}^k} = \sum_{i=1}^6 (\overline{M_{gasgi}} + \overline{M_{gaspi}}) \quad (8.29)$$

gde su $\overline{M_{gasgi}}$, $\overline{M_{gaspi}}$, $i = 1, 2, \dots, 6$, srednji momenti gasnih sila svih šest cilindara na levog, odnosno desnoj strani motora. U ovom slučaju momenti gasnih sila svih levih i svih desnih cilindara su posmatrani potpuno nezavisno, pošto su za njihovu korekciju kao baze poslužile dve različite krive izmerenih pritisaka (u prvom levom i u trećem desnom cilindru).

Da nije vršena korekcija momenata gasnih sila pojedinih cilindara, vrednost ukupnog srednjeg momenta gasnih sila bi se morala potražiti iz jednačine:

$$\overline{M_{gas}} = 6 \cdot (\overline{M_{gas1L}} + \overline{M_{gas3D}}) \quad (8.30)$$

dakle, kao šest puta uvećan zbir srednjih momenata gasnih sila indiciranih prvog levog i trećeg desnog cilindra.



Slika 8.31 – Srednji ukupni momenti gasnih sila pre i posle korekcije momenata gasnih sila pojedinih cilindara

Na slici 8.31 su u obliku histograma prikazane uporedne vrednosti ukupnih srednjih momenata gasnih sila pre i posle korekcije, za sve režime na kojima je motor ispitivan, dok su odgovarajuće brojne vrednosti date u tabeli 8.5. Statistika pokazuje da su korigovane vrednosti ukupnih srednjih momenata gasnih sila u proseku za 4,82% veće od vrednosti pre korekcije. Ovaj podatak zajedno sa serijom histograma procenjenih srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara prikazanih na slikama od 8.10 d do 8.24 d ukazuje da indicirani cilindri nisu pravi reprezentivi na osnovu kojih se može doneti dovoljno tačan zaključak o prosečnom srednjem momentu gasnih sila pojedinih cilindara, a samim tim ni o srednjem indikatorskom pritisku i ukupnoj indikatorskoj snazi. Sa histograma datih na slikama od 8.10 d do 8.24 d se može zaključiti da indicirani cilindri (prvi levi i treći desni) spadaju u red manje efikasnih ili efektivnih cilindara, ako se za reper uzmu osrednjene vrednosti srednjih momenata gasnih sila leve, odnosno desne strane motora. Osim toga, korigovane vrednosti ukupnih srednjih momenata gasnih sila imaju mnogo logičniji opadajući tok sa porastom broja obrtaja, nego što je to slučaj sa vrednostima računatim prema jednačini (8.30). Izuzetak predstavlja brzinski režim 1950 min⁻¹, iz razloga koji su već napomenuti.

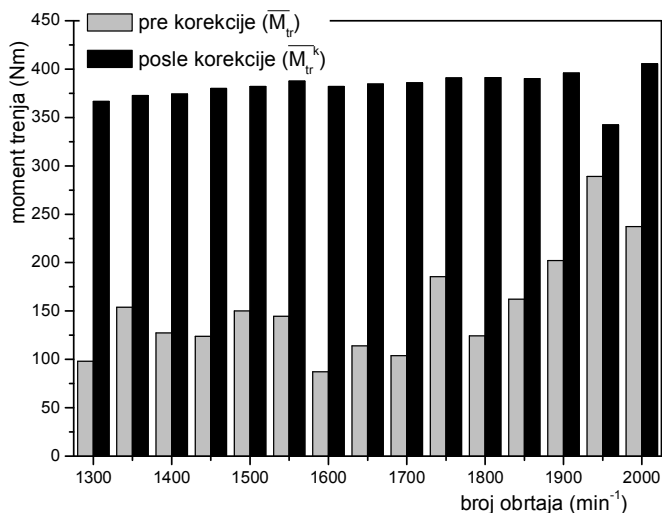
Ukupni srednji moment trenja u ispitivanom sistemu mora zadovoljiti bilansnu jednačinu:

$$\overline{M_{tr}^k} = \overline{M_{gas}^k} - \overline{M_{opt}} \quad (8.31)$$

U superscriptu (eng.) oznake za ukupni srednji moment trenja $\overline{M_{tr}^k}$ postoji indeks k , koji ukazuje da je ova vrednost dobijena nakon korekcije momenata gasnih sila u cilindrima

motora. Da nije vršena ova korekcija, ukupni srednji moment trenja u ispitivanom sistemu (motoru) bi se morao potražiti iz jednačine:

$$\overline{M}_{tr} = \overline{M}_{gas} - \overline{M}_{opt} \quad (8.32)$$



Slika 8.32 – Srednji ukupni momenti trenja u sistemu pre i posle korekcije momenata gasnih sila pojedinih cilindara

Tabela 8.4 – Momenati trenja, srednje ugaone brzine i koeficijenti ukupnog viskoznog prigušenja za različite brojeve obrataja

n min ⁻¹	\overline{M}_{tr} Nm	\overline{M}_{tr}^k Nm	$\overline{\omega}$ rad/s	k_{vp} Nms/rad
1300	98,15405	366,5279	137,709	2,662181
1350	153,7852	372,5980	142,110	2,621937
1400	127,2835	374,1969	146,352	2,555464
1450	123,8209	379,9729	151,846	2,502139
1500	150,0502	381,9645	157,729	2,421080
1550	144,5717	387,4736	163,008	2,377725
1600	87,16625	382,1406	168,055	2,277429
1650	113,9638	384,5201	172,515	2,229912
1700	103,7439	385,7291	178,827	2,155970
1750	185,4915	390,9698	183,077	2,134866
1800	124,2978	391,1278	188,535	2,074273
1850	162,2681	390,1897	193,963	2,011070
1900	202,1807	395,9138	199,287	1,985750
1950	288,9677	342,3433	204,398	1,674215
2000	237,2778	405,6116	209,160	1,938371

Na slici 8.32 su u obliku histograma prikazane uporedne vrednosti ukupnih srednjih momenata trenja u sistemu pre i posle korekcije momenata gasnih sila, za sve režime na kojima je motor ispitivan. Odgovarajuće brojne vrednosti, u funkciji broja obrtaja motora, date su u tabeli 8.4, zajedno sa srednjim ugaonim brzinama i indirektno identifikovanim koeficijentima ukupnog viskoznog prigušenja, o kojima će više reči biti kasnije. U proseku za su 175,86% dobijene veće vrednosti ukupnih srednjih momenata trenja nakon korekcije momenata gasnih sila, u odnosu na slučaj da ta korekcija nije izvršena. Uporedni histogrami na slici 8.32, a posebno plavi stubići, su još jedan pokazatelj velikog stepena neravnomernosti radnih procesa po cilindrima motora i

neophodnosti uvođenja korekcije momenata gasnih sila kako bi se u uslovima nedovoljnog broja informacija (pre svega o radnim procesima neindiciranih cilindara motora) mogli dobiti logični rezultati koji zadovoljavaju iskustvene podatke i dokazene teorijske principe [23, 75].

Podaci o dobijenom ukupnom srednjem trenju u ispitivanom sistemu (crveni stubići na slici 8.32) su sa stanovišta energetske efikasnosti, ekonomičnosti i kvaliteta motora od jako velike važnosti, i njihova tačnija procena je povezana sa dosta skupim i dugotrajnim eksperimentima na motoru, kao što je na primer Morze test pri kome bi se na spoljnoj brzinskoj karakteristici i pri različitim brojevima obrtaja sukcesivno onemogućavao proces sagorevanja u svih dvanaest cilindara motora. Na kraju ni ti rezultati ne bi bili dovoljno validni iz više razloga, a u skladu sa problematikom ovog rada bi se moglo reći da se isključivanjem iz rada samo jednog cilindra značajno menja karakter pobude u ispitivanom dinamičko-torzionom sistemu, a time i torziona slika sistema motor-kočnica i njen uticaj na opisane poremećaje u procesu ubrizgavanja goriva cilindrima. Prvo pitanje koje se može postaviti u pogledu logičnosti dobijenih rezultata je da li je red veličine procenjenih srednjih momenata trenja realan, pošto i dosta gruba analiza ukazuje da je praktično, u projesku, jedan cilindar motora angažovan samo da bi pokrio gubitke vezane za trenje u motoru. Ono što je bitno napomenuti je da dobijeni srednji korigovani momenti trenja u motoru ne izlaze iz limita datih u [23, 75], a tokom postupka optimizacije matematičkog modela, na nižim brojevima obrtaja se jednostavno nisu mogle dobiti manje vrednosti od onih koje su usvojene i prikazane na slici 8.32. Tu se pre svega misli na brzinski režim 1450 min^{-1} , gde je najniža identifikovana vrednost srednjeg momenta trenja od oko 380 Nm usvojena kao optimalna i reporna da bi se na osnovu nje za ostale brzinske režime birale one vrednosti ukupnog srednjeg momenta trenja koje su zadovoljavale sledeća dva postavljena kriterijuma:

- Da ne budu blizu ni ekstremno niskim ni ekstremno visokim vrednostima koje su se mogle dobiti blagim variranjem koeficijenata korekcije momenata gasnih sila pri produžetku procesa optimizacije matematičkog modela gde se funkcija cilja i dalje nalazila u stabilnim granicama ukazujući da se radi o njenom minimumu.
- Da odabrane vrednosti srednjeg momenta trenja zadovoljavaju iskustvene podatke i dokazene teorijske principe [23, 75] kako o redu veličine, tako i o logičnom i očekivanom rastu sa povećanjem broja obrtaja motora.

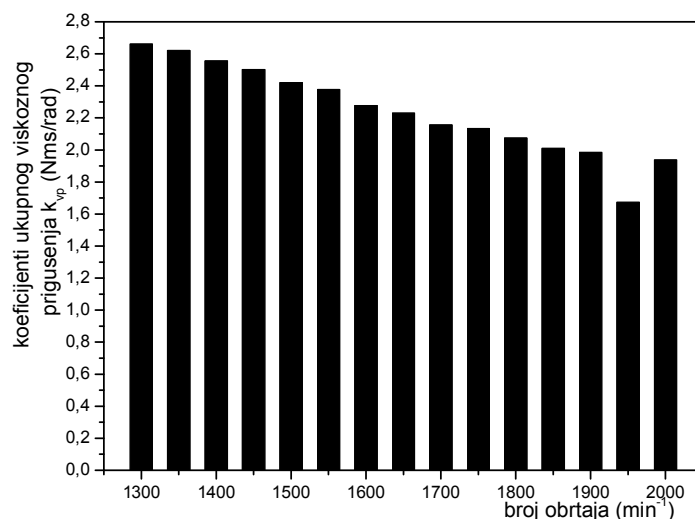
Koeficijent ukupnog viskoznog prigušenja k_{vp} , kako je to već rečeno, za određeni broj obrtaja motora definisan je jednačinom:

$$k_{vp} = \frac{\overline{M_{tr}^k}}{\bar{\omega}} \quad (8.33)$$

a histogram njegove promene u funkciji broja obrtaja motora je dat na slici 8.33.

Primenjena metoda optimizacije matematičkog modela ukazuje na pad ovog parametra sa porastom broja obrtaja, iako on nije bio predmet direktne identifikacije. Mora se podsetiti da ovaj parametar pre svega ima fiktivno značenje, kako bi se složen tribološki mehanizam trenja u motoru uprostio do te mere da se istovremeno zadrži izvestan, ali ne i mali, procenat realnosti, a da se pri tome i na lokalnom i na globalnom nivou obezbedi ravnoteža proizvedene energije i energije gubitaka. Bez obzira na trend opadanja sa porastom broja obrtaja, nakon množenja koeficijenata ukupnog viskoznog prigušenja

k_{vp} i srednjih ugaonih brzine koje imaju suprotan trend, u konačnom rezultatu se dobijaju vrednosti srednjeg, korigovanog momenta trenja koje imaju očekivani rastući karakter sa porastom broja obrtaja. Na slici 8.33 se, kao i na mnogim prethodnim dijagramima, može uočiti značajan diskontinuitet na snažno rezonantnom brzinskom režimu 1950 min^{-1} .



Slika 8.33 – Koefficienti ukupnog viskozno prigušenja dobijeni posle korekcije momenata gasnih sila pojedinih cilindara

8.3.6 Ukupni mehanički gubici i mehanički stepen korisnosti

U tabeli 8.5 su za sve režime ispitivanja motora prikazane srednje vrednosti momenata merodavnih za procenu srednjeg momenta mehaničkih gubitaka, mehaničkog stepena korisnosti i srednjeg pritiska mehaničkih gubitaka. Neki od ovih podataka će poslužiti i za procenu efektivnih pokazatelja motora: srednjeg efektivnog pritiska i srednjeg indikatorskog pritiska, o čemu će više reći biti kasnije.

Tabela 8.5 – Srednje vrednosti momenata merodavne za procenu gubitaka i efektivnih pokazatelja motora

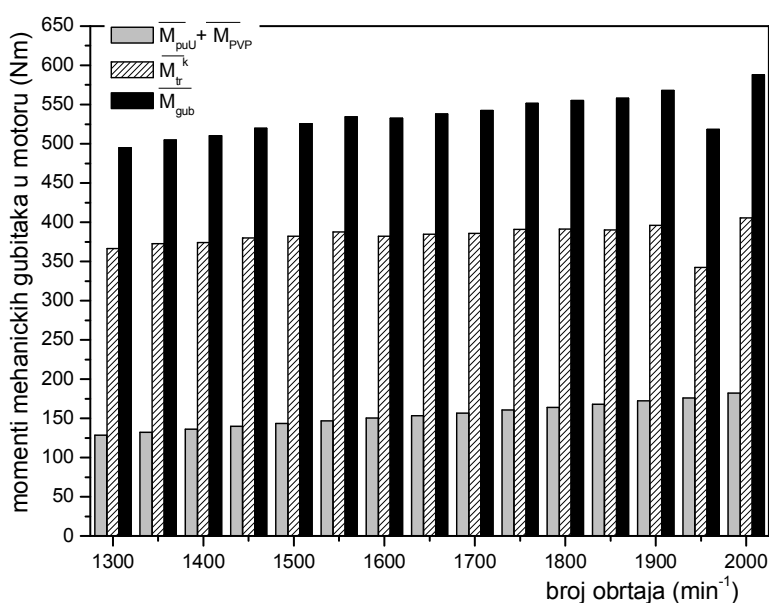
n min^{-1}	\overline{M}_{gas} Nm	\overline{M}_{gas}^k Nm	\overline{M}_{koc} Nm	$\overline{M}_{pu} + \overline{M}_{PVP}$ Nm	\overline{M}_{opt} Nm	\overline{M}_{tr}^k Nm	\overline{M}_{gub} Nm
1300	5056,076	5432,044	4936,986	128,53	5065,516	366,527	495,057
1350	5194,385	5413,202	4908,338	132,266	5040,604	372,598	504,864
1400	5143,115	5390,032	4879,691	136,144	5015,835	374,197	510,341
1450	5105,120	5361,270	4841,493	139,804	4981,297	379,973	519,778
1500	5082,584	5314,495	4788,972	143,559	4932,531	381,965	525,524
1550	5037,367	5280,268	4746,000	146,794	4892,794	387,474	534,268
1600	4935,705	5230,680	4698,254	150,285	4848,539	382,141	532,426
1650	4884,347	5154,901	4617,085	153,296	4770,381	384,520	537,816
1700	4767,657	5049,641	4507,268	156,644	4663,912	385,729	542,373
1750	4796,004	5001,488	4449,972	160,546	4610,518	390,970	551,516
1800	4661,711	4928,541	4373,578	163,835	4537,413	391,128	554,963
1850	4617,903	4845,818	4287,634	167,995	4455,629	390,190	558,185
1900	4580,769	4774,501	4206,465	172,123	4378,588	395,914	568,037
1950	4599,835	4653,213	4134,845	176,025	4310,870	342,343	518,368
2000	4544,783	4713,120	4125,296	182,212	4307,508	405,612	587,824

8. Identifikacija nepoznatih parametara matematičkog modela

Ukupni mehanički gubici su u ovom radu posmatrani odvojeno, preko momenata neposredno angažovanih za pogon pomoćnih uređaja i pumpe visokog pritiska s jedne strane, i momenata trenja s druge strane, pa se srednji moment mehaničkih gubitaka može dobiti iz jednačine:

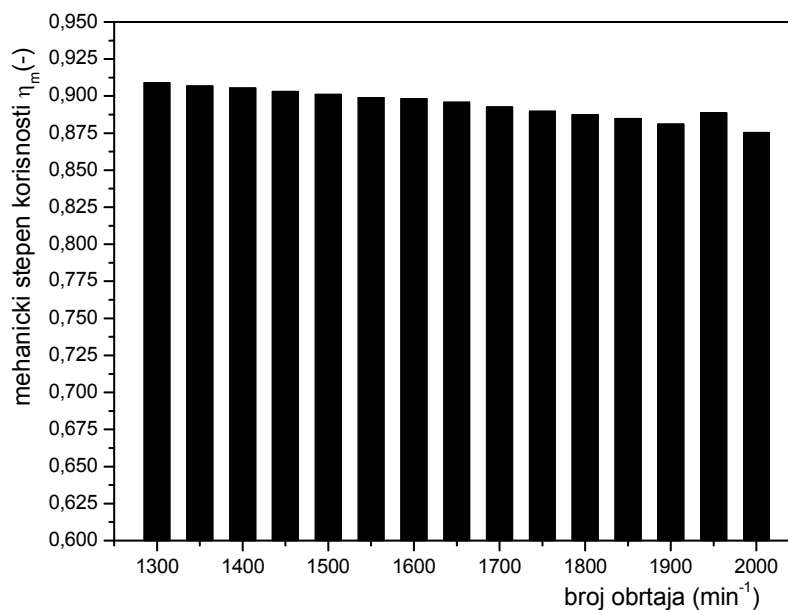
$$\overline{M_{gub}} = (\overline{M_{pu}} + \overline{M_{PVP}}) + \overline{M_{tr}^k} \quad (8.34)$$

Histogramski prikaz pojedinih komponenti i zbirnih vrednosti srednjih momenata mehaničkih gubitaka u funkciji broja obrtaja, dat je na slici 8.34. Osim diskontinuiteta na brzinskom režimu 1950 min^{-1} , koji je i ovde prisutan, moglo bi se zaključiti da sve komponente momenata gubitaka, pa i zbirne vrednosti, imaju logičan rastući tok kako se povećava broj obrtaja motora.



Slika 8.34 – Srednji momenti vezani za mehaničke gubitke u motoru

n min^{-1}	η_m -
1300	0,909
1350	0,907
1400	0,905
1450	0,903
1500	0,901
1550	0,899
1600	0,898
1650	0,896
1700	0,893
1750	0,890
1800	0,887
1850	0,885
1900	0,881
1950	0,889
2000	0,875



Slika 8.35 – Mehanički stepen korisnosti motora

Mehanički stepen korisnosti koji se u teoriji motora definiše kao količnik efektivne i indikatorske snage (odnosno odgovarajućih pritisaka), može se u ovom slučaju dobiti iz jednačine:

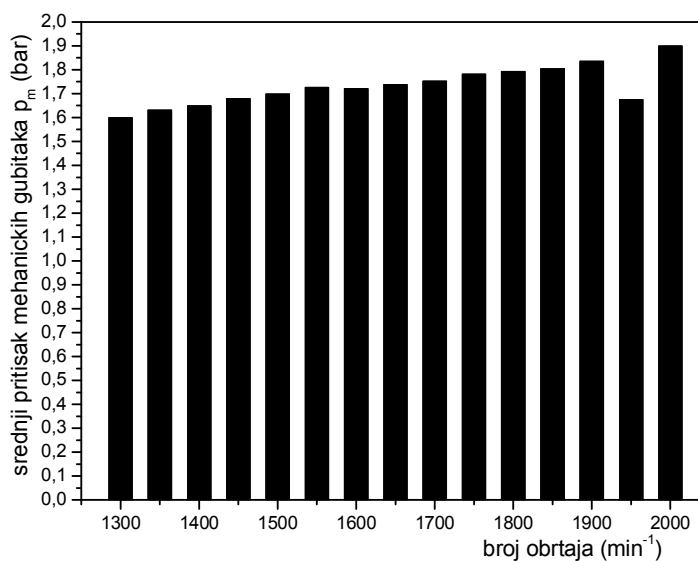
$$\eta_m = \frac{\overline{M_{koc}}}{\overline{M_{gas}^k}} \quad (8.35)$$

Histogramski prikaz dobijenog toka mehaničkog stepena korisnosti u zavisnosti od broja obrtaja je prikazan na slici 8.35, dok su brojne vrednosti date levo od te slike. Dobijene vrednosti izgledaju dosta logično i prema srednjoj vrednosti koja iznosi 0,894 se može reći da u potpunosti odgovaraju iskustvenim podacima i teorijskim proračunima [23, 75]. Isto se može reći i za tok srednjeg pritiska mehaničkih gubitaka, čiji histogramski pritisak u zavisnosti od broja obrtaja je prikazan na slici 8.36. I u ovom slučaju brojne vrednosti su date levo od slike 8.36, a proračun je izvršen na osnovu jednačine:

$$p_m = \frac{\overline{M_{gub}} \cdot \pi \cdot \tau}{100 \cdot V_{hu}} \quad (8.36)$$

za srednji moment mehaničkih gubitaka $\overline{M_{gub}}$ izražen u Nm, ukupnu zapreminu cilindra V_{hu} izraženu u dm^3 i sa vrednošću parametra $\tau = 4$ karakterističnom za četvorotaktne motore.

n min^{-1}	p_m bar
1300	1,600
1350	1,632
1400	1,649
1450	1,680
1500	1,698
1550	1,727
1600	1,721
1650	1,738
1700	1,753
1750	1,783
1800	1,794
1850	1,804
1900	1,836
1950	1,675
2000	1,900



Slika 8.36 – Srednji pritisak mehaničkih gubitaka motora

8.3.7 Srednji efektivni pritisak i srednji indikatorski pritisak motora

Srednji efektivni pritisak izražen u barima, za srednji moment na kočnici $\overline{M_{koc}}$ izražen u Nm, ukupnu zapreminu cilindra V_{hu} izraženu u dm^3 i sa vrednošću parametra $\tau = 4$ karakterističnom za četvorotaktne motore, može se dobiti iz obrazca:

$$p_e = \frac{\overline{M_{koc}} \cdot \pi \cdot \tau}{100 \cdot V_{hu}} \quad (8.37)$$

Srednji indikatorski pritisak motora se, teoretski gledano, može proceniti na osnovu snimljenog i obrađenog pritiska u jednom od cilindara po poznatoj formuli [18, 23]:

$$p_i = \frac{1}{V_h} \cdot \sum_{i=1}^n p_{ii} \cdot \Delta V_i \quad (8.38)$$

Iako je sa izmerenim tokovima pritiska u cilindrima moguće direktno primeniti jednačinu (8.38), na dobijenu vrednost se ne može mnogo osloniti, i to iz dva razloga:

- 1) Neujednačenost radnih procesa po cilindrima kao dokazana činjenica, kazuje da izjednačavanje srednjeg indikatorskog pritiska motora sa srednjim indikatorskim pritiskom nekog od cilindara koji su indicirani može biti više stvar slučajnosti nego realnog stanja stvari.
- 2) Klipni mehanizam ovog V motora nije simetričan, pa se kinematika desne strane motora razlikuje od kinematike leve strane. To sa sobom povlači sasvim drugačiju zavisnost promene radne zapremine sa uglom obrtanja kolenastog vratila desne strane motora u odnosu na levu stranu. Samim tim, tokovi pritiska u cilindrima desne strane motora će imati nešto drugačiju opštu formu u odnosu na tokove pritiska u cilindrima leve strane motora, pa je i sa ovog stanovišta malo verovatno da su srednji indikatorski pritisci cilindara leve i desne strane približno jednaki.

Srednji indikatorski pritisak za ceo motor se mnogo tačnije može proceniti pošto su poznati srednji efektivni pritisak i mehanički stepen korisnosti motora:

$$p_i^k = \frac{p_e}{\eta_m} \quad (8.39)$$

pri čemu se ustvari vrši korekcija proračuna srednjeg indikatorskog pritiska saglasno identifikovanim neujednačenostima radnih procesa i korekcijama ukupnog srednjeg momenta gasnih sila. S tim u vezi, po uzoru na jednačine (8.36) i (8.37), može se napisati i sledeća jednačina:

$$p_i^k = \frac{M_{gas}^k \cdot \pi \cdot \tau}{100 \cdot V_{hu}} \quad (8.40)$$

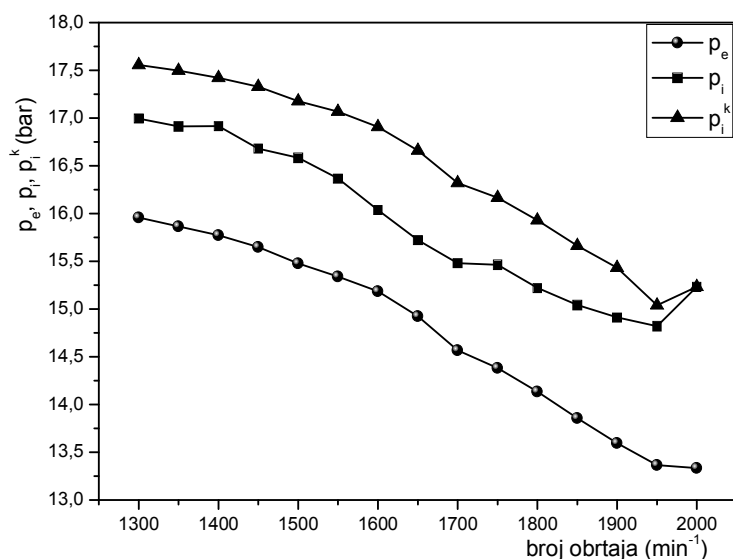
koja je u stvari ekvivalentna prethodnoj jednačini (8.39).

Tabela 8.6 – Srednji efektivni i srednji indikatorski pritisak motora

n min ⁻¹	p_e bar	p_i bar	p_i^k bar
1300	15,957	16,994	17,557
1350	15,864	16,914	17,450
1400	15,772	16,917	17,421
1450	15,648	16,679	17,328
1500	15,478	16,584	17,177
1550	15,340	16,367	17,066
1600	15,185	16,036	16,906
1650	14,923	15,721	16,661
1700	14,568	15,481	16,321
1750	14,383	15,464	16,165
1800	14,136	15,223	15,929
1850	13,858	15,041	15,662
1900	13,596	14,914	15,432
1950	13,364	14,819	15,040
2000	13,333	15,234	15,233

U tabeli 8.6 su date brojne vrednosti srednjeg efektivnog pritiska računatog prema jednačini (8.37), nekorigovanog srednjeg indikatorskog pritiska računatog prema jednačini (8.38) i korigovanog srednjeg indikatorskog pritiska računatog prema ekvivalentnim jednačinama (8.39) i (8.40), za različite brojeve obrtaja. Osrednjena

vrednosti srednjeg efektivnog pritiska iznosi oko 14,760 bara, što spada u red očekivanih vrednosti za četvorotaktne motore sa prehranjivanjem [23]. Uporedni grafički prikaz zavisnosti ovih promenljivih veličina od broja obrtaja je dat na slici 8.37.



Slika 8.37 – Srednji efektivni pritisak i srednji indikatorski pritisak (nekorigovani i korigovani)

Očigledno je da, za razliku od srednjeg efektivnog pritiska, postoji problem približno tačnog određivanja srednjeg indikatorskog pritiska motora. Na slici 8.37 je prikazana međusobna zavisnost srednjeg efektivnog pritiska i srednjeg indikatorskog pritiska koji je u jednom slučaju računat prema jednačini (8.38), a u drugom slučaju je korigovan prema jednačini (8.39), odnosno (8.40). Jednačina (8.38) je primenjena na krivu pritiska izmerenu u prvom levom cilindru, pri čemu je za priraštaj zapremine ΔV_i korišćena jednačina zavisnosti promene zapremine sa uglom obrtanja kolenastog vratila, koja važi za bilo koji klasičan klipni mehanizam. U ovom radu je data jednačina (2.17) kojom se izračunava specifična zapremina cilindra u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila. Međutim, rezultati merenja i kasnijih proračuna pokazuju da su maksimalni pritisci, a i srednji momenti gasnih sila, na desnoj strani motora uglavnom veći od maksimalnih pritisaka, odnosno srednjih momenata gasnih sila na levoj strani motora, iako su projektovani parametri ubrizgavanja vrlo slični. Za takve slučajeve bi srednji indikatorski pritisci cilindara desne strane motora trebalo da prednjače u odnosu na srednje indikatorske pritiske cilindara leve strane motora. Dakle, izbor izmerenog pritiska u prvom levom cilindru za procenu srednjeg indikatorskog pritiska celog motora nije dobro rešenje, pošto je nivo srednjih momenata gasnih sila na desnoj strani motora uglavnom veći. Takođe treba imati u vidu da prvi levi cilindar ne predstavlja srednje efektivan cilindar za tu stranu motora, što nije teško zaključiti na osnovu dobijenih korigovanih vrednosti srednjih momenata gasnih sila te strane motora. Procena srednjeg indikatorskog pritiska motora se mogla izvršiti i na osnovu snimljenog toka pritiska u trećem desnom cilindru, ako se prethodno definiše jednačina za promenu zapremine sa uglom obrtanja kolenastog vratila u cilindrima desne strane motora. Iz poznate zavisnosti hoda klipa desnog cilindra od ugla obrtanja kolenastog vratila, ova jednačina, tačnije rečeno sistem jednačina, se može definisati, bez obzira na složenu kinematiku desne strane motora. Međutim, time se ne bi puno postiglo, pošto ni za treći

desni cilindar ne važi pretpostavka da on predstavlja srednje efektivan cilindar za tu stranu motora, a ni za motor u celini. Na svim režimima ispitivanja, treći desni cilindar se pokazao kao jedan od manje efektivnih. Tek proračunom srednjeg indikatorskog pritiska prema jednačinama (8.39), odnosno (8.40), obezbeđuje se značajan ofset između srednjeg efektivnog i srednjeg indikatorskog pritiska (slika 8.36), koji je dovoljno veliki da se pokriju ukupni mehanički gubici na motoru. Ako se za ukupni, korigovani, srednji moment gasnih sila $\overline{M_{gas}^k}$ posumnja da je skroz pogrešno procenjen, jednačina (8.40) će dati pogrešne rezultate i u proceni korigovanog srednjeg indikatorskog pritiska. Međutim, srednji efektivni pritisak p_e je bez sumnje dosta tačno određen, a identifikovani mehanički stepen korisnosti η_m se nalazi u očekivanim granicama [23], pa se može zaključiti da je srednji indikatorski pritisak računat prema jednačini (8.40) logičan, iako se on i po formi i po brojnim vrednostima značajno razlikuje od proračuna zasnovanom na jednačini (8.38), gde je kao baza poslužio izmereni pritisak u prvom levom cilindru. Relativno dobro slaganje rezultata dobijenih na bazi izraza 8.39 i 8.40 ne obezbeđuje sigurnost da je ukupni korigovani srednji moment gasnih sila apsolutno tačno procenjen, ali ide u prilog pretpostavci da je korekcija gasnih sila pojedinih cilindara na bazi identifikovanih faktora korekcije dovoljno tačna i realna.

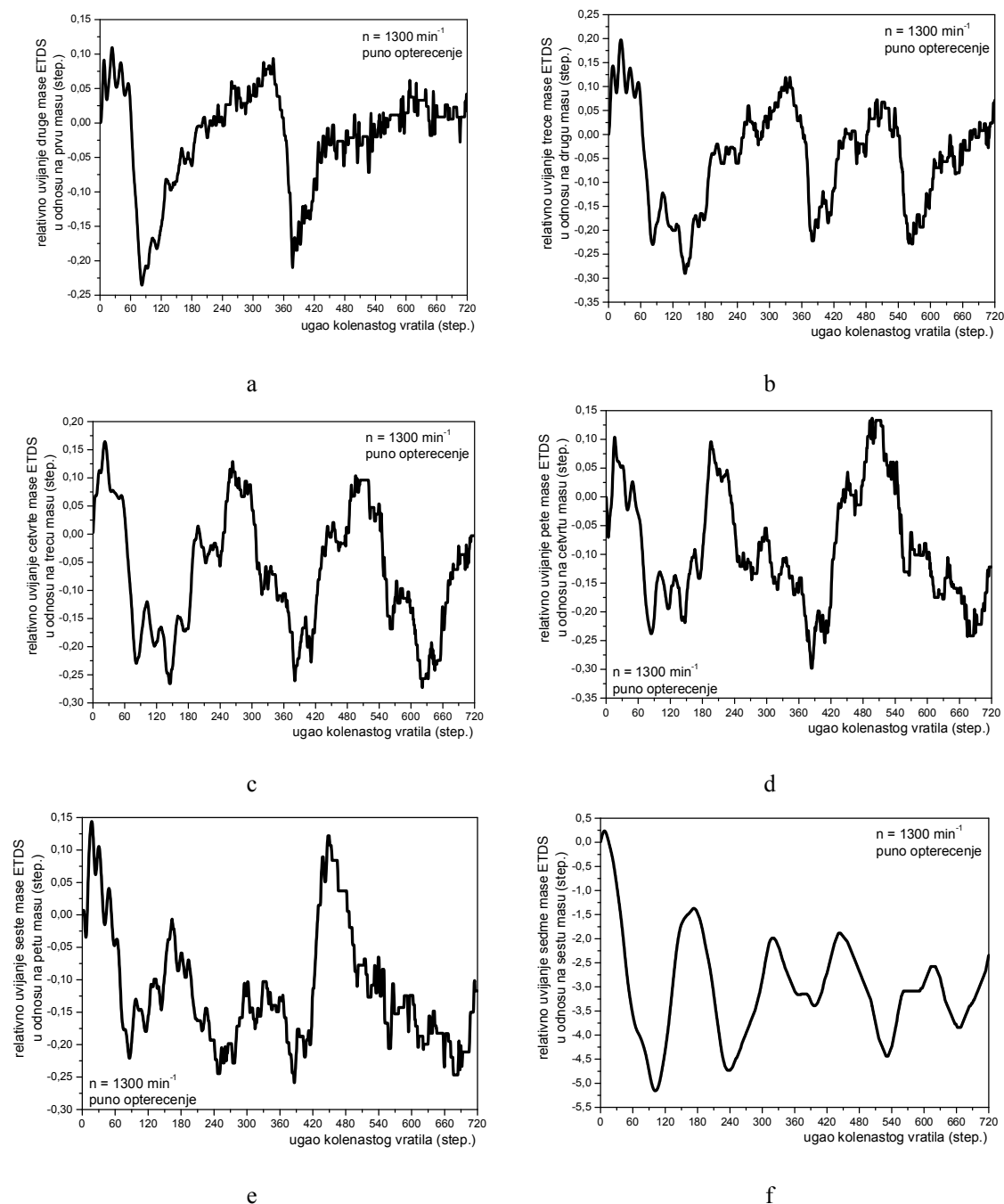
8.3.8 Procena uglova uvijanja i ugaonih brzina u sistemu motor–kočnica

Jedan od ključnih zadataka razvijenog matematičkog modela je da pruži što tačnije informacije o uglovima uvijanja (torzije) između pojedinih inercijalnih masa EDTS, odnosno pojedinih odsečaka kolenastog vratila motora i kočnice, u realnim uslovima ispitivanja. Na apsolutnu tačnost ovih informacija se svakako ne može računati, ali je u odsustvu bilo kakvih informacija od velike važnosti imati što realniju predstavu o redu veličina uglova uvijanja u ispitivanom sistemu motor–kočnica kako bi se valjano procenili dopunski naponi na uvijanje izazvani rezonantnim torzionim oscilacijama u čvorovima oscilovanja i potencijalne opasnosti koje mogu proisteći iz te pojave. Serija uporednih dijagrama modeliranih i izmerenih ugaonih brzina, a posebno relativnih uvijanja krajeva kolenastih vratila prikazanih u tački 8.3.2, za različite režime ispitivanja, ukazuje da razvijeni i optimizirani matematički model može da obezbedi dosta dobar uvid o redu veličina maksimalnih amplituda uglova uvijanja u ispitivanom sistemu motor–kočnica, i o tokovima ugaonih brzina onih delova dinamičko-oscilatornog sistema čije merenje je nemoguće bez značajnijih intervencija na motoru i primene sofisticiranije, dosta skupe, merne opreme. Iako poznavanje tokova ugaonih brzina na mestima unutar ispitivanog dinamičko-oscilatornog sistema nepristupačnim za neposredno merenje i nema neki veliki praktični značaj, takve informacije spadaju u red vrlo interesantnih i retkih naučnih informacija.

Režim 1300 min^{-1} , puno opterećenje, je jedan od tri identifikovana rezonantna režima oscilatornog sistema motor–kočnica, po prvom obliku oscilovanja, sa čvorom oscilovanja iza kolenastog vratila, tj. po obliku oscilovanja motorske kočnice. Druga dva rezonantna režima po ovom obliku oscilovanja su brzinski režimi 1600 min^{-1} i 1950 min^{-1} . Kako se za rezonantni brzinski režim 1950 min^{-1} opravdano smatra da su poremećaji u sistemu ubrizgavanja goriva takve prirode i intenziteta da ih je vrlo teško identifikovati putem uvedenih faktora korekcija momenata gasnih sila pojedinih cilindara, na rezultate matematičkog modeliranja dinamičko-oscilatornih dešavanja u sistemu za ovaj režim ispitivanja se ne može previše osloniti u pogledu tačnosti, već

8. Identifikacija nepoznatih parametara matematičkog modela

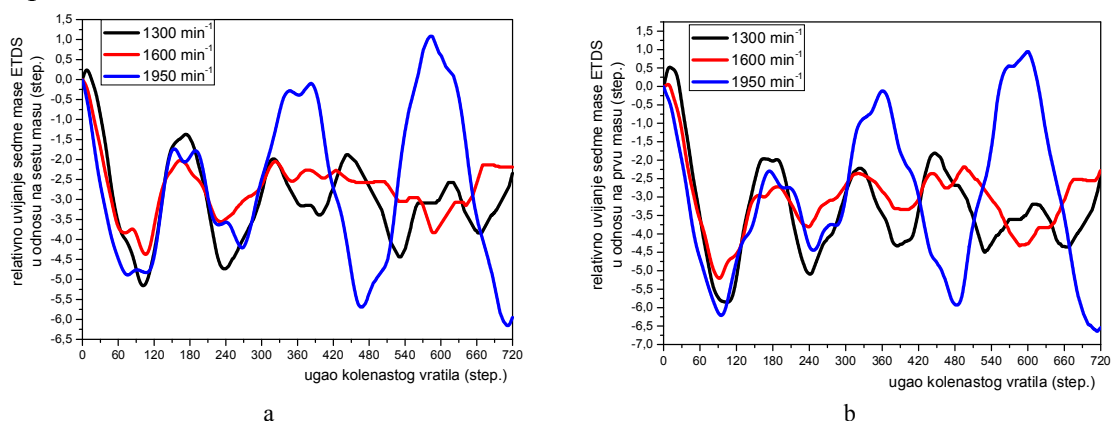
više u pogledu informativnosti i zaključka o potrebi nastavka ispitivanja kako bi se egzaktnije procenila realna dešavanja i potencijalne opasnosti, i sa stanovišta naprezanja usled torzionih oscilacija, i sa stanovišta mehaničkih naprezanja u motorskom mehanizmu. Stoga će se demonstracija mogućnosti da se iz matematičkog modela koji je optimiziran, dobiju upotrebljive informacije o uglovima uvijanja (torzije) između pojedinih odsečaka kolenastog vratila i kočnice, kao i informacije o ugaonim brzinama na nepristupačnim mestima za merenje unutar ispitivanog sistema motor–kočnica, izvršiti za rezonantni brzinski režim 1300 min^{-1} . Na slici 8.38 su, upravo za taj režim ispitivanja, prikazani dijagrami relativnih uvijanja (torzije) susednih masa EDTS dobijeni iz optimiziranog matematičkog modela.



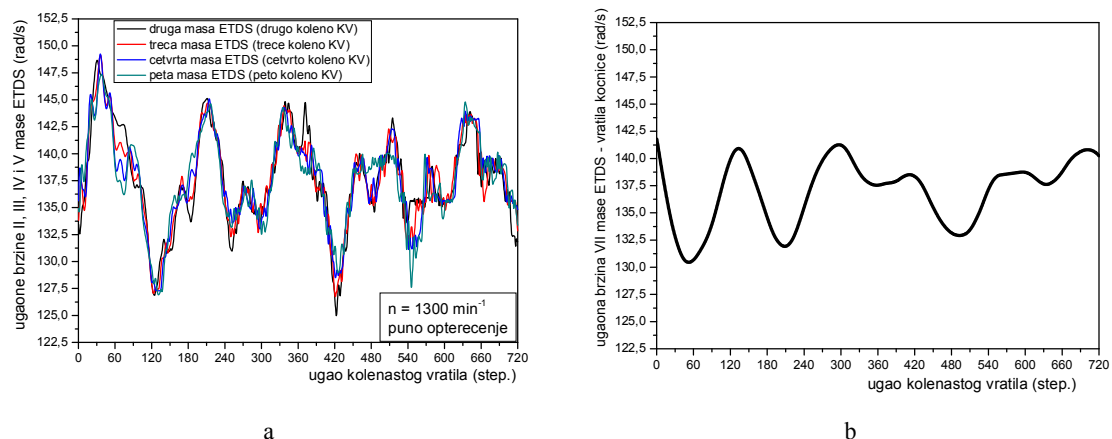
Slika 8.38 – Relativna uvijanja susednih masa EDTS pri 1300 min^{-1} , puno opterećenje

8. Identifikacija nepoznatih parametara matematičkog modela

Sa slike 8.38 se može zapaziti da matematički model daje takve procene maksimalnih amplituda uglova relativnih uvijanja susednih kolena kolenastog vratila koje mogu biti reda veličine oko 0,5 stepeni, kao što je to slučaj na slici 8.38 b. Naročito zabrinjava podatak da procenjena maksimalna amplituda relativnog uvijanja između poslednjeg kolena kolenastog vratula i izlaznog vratila kočnice, za ovaj rezonantni režim, iznosi oko 5,39 stepeni, što se može videti da slike 8.38 f. Ovaj podatak nameće potrebu da se posebna pažnja posveti mogućoj rekonstrukciji dešavanja između delova ispitivanog dinamičko-torzionog sistema u odnosu na čvor oscilovanja i za ostala dva rezonantna brzinska režima po prvom obliku oscilovanja, tj. za 1600 min^{-1} i 1950 min^{-1} . Upravo na slici 8.39 a je dat uporedni dijagram procenjenog ugla relativnog uvijanja između poslednjeg kolena kolenastog vratula i izlaznog vratila kočnice, gde su pored već razmatranog brzinskog režima 1300 min^{-1} uključeni i brzinski režimi 1600 min^{-1} i 1950 min^{-1} . Za 1600 min^{-1} je dobijena vrednost maksimalne amplitude razmatranog ugla uvijanja oko 4,38 stepeni, a za 1950 min^{-1} čak oko 7,24 stepena. Ako se uporede prvo koleno kolenastog vratila i izlazno vratilo kočnice, dobijaju se još veće vrednosti maksimalnih amplituda relativnog ugla uvijanja. Iz uporednog dijagrama za ovaj slučaj, prikazan na slici 8.39 b, procenjene su sledeće vrednosti maksimalnih amplituda uglova uvijanja: za 1300 min^{-1} 6,37 stepeni, za 1600 min^{-1} 5,26 stepeni i za za 1900 min^{-1} 7,58 stepeni.



Slika 8.39 – Relativna uvijanja sedme masa EDTS u odnosu na šestu masu (a) i sedme masa EDTS u odnosu na prvu masu (b) pri 1300 min^{-1} , 1600 min^{-1} i 1950 min^{-1} i punom opterećenju



Slika 8.40 – Modelirane ugaone brzine drugog, trećeg, četvrtog i petog odsečka kolenastog vratila (a) i ulaznog vratila kočnice (b) pri 1300 min^{-1} i punom opterećenju

Prema matematičkom modelu razvijenom u sklopu ovoga rada za režim 1300 min⁻¹, puno opterećenje, ugaone brzine drugog, trećeg, četvrtog i petog kolena KV bi trebalo da imaju tok kako je to prikazano na slici 8.40 a. Prikazani tokovi modeliranih ugaonih brzina sa slike 8.40 a u velikoj meri prate modelirane ugaone brzine prve inercijalne mase EDTS–slika 8.10 a i šeste inercijalne mase EDTS–slika 8.10 b. Mada se to baš najbolje ne vidi, amplitude varijacija ugaonih brzina se smanjuju kako se kreće od leve strane (druga inercijalna masa EDTS) ka desnoj strani (peta inercijalna masa EDTS), kao što je slučaj i sa izmerenim ugaonim brzinama.

8.4 Uočene mogućnosti usavršavanja razvijenog matematičkog modela i analiza specifičnosti koje su zapažene pri optimizaciji matematičkog modela

Na slici 8.40 b je prikazan tok modelirane ugaone brzine sedme mase EDTS, tj. vratila hidro–dinamičke kočnice. Kao što de vidi, dobijena je jedna relativno glatka kvazi sinusna kriva. Ugaona brzina vratila kočnice bi se relativno jednostavno mogla izmeriti postavljanjem još jednog davača položaja na vratilo kočnice. Postavlja se pitanje da li je ova informacija bila neophodna, i šta ako se ispostavi da izmerena ugaona brzina vratila kočnice ima drugačiji tok od onog prikazanog na slici 8.40 b, odnosno, da li bi razvijeni matematički model dobio na kvalitetu da je ovaj parametar bio unapred poznat. U razvijenom matematičkom modelu, opterećenje na kočnici je smatrano konstantnim, i to je uobičajen pristup većine istraživača koji su se zanimali za ovu problematiku. Međutim, postoje pristupi gde nije tako. U referncama [19] i [20] je predložena sledeća relacija za matematičko modeliranje momenata na kočnici:

$$M_{koc}(\alpha) = a_1 + a_2 \cdot (\omega_{koc}(\alpha))^{a_3} \quad (8.41)$$

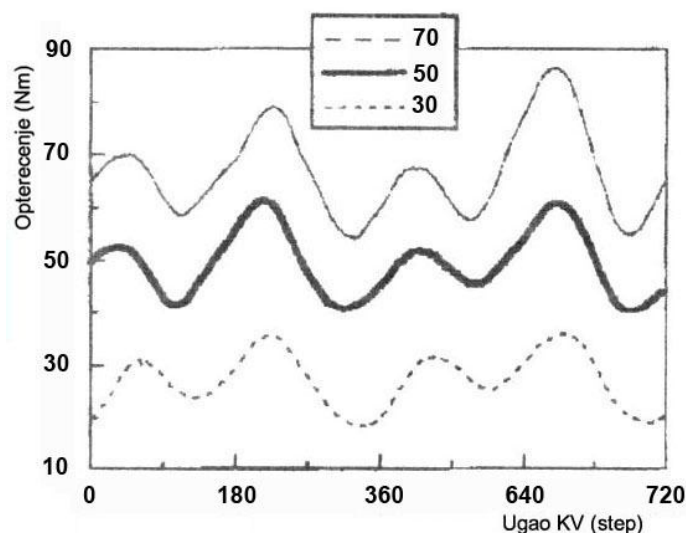
Za *linearne tipove opterećenja* (linear load–type) u koje se ubrajaju električne kočnice i generatori) predloženo je da se uzme vrednost koeficijenta $a_3 = 1$, a za *kvadratne tipove opterećenja* (quadratic load–type) gde bi trebalo da spadaju hidraulične kočnice, aerodinamički otpor vozila, propeleri sa fiksnim uglom između lopatica, itd., predloženo je da se uzme vrednost koeficijenta $a_3 = 2$. Član a_1 treba da bude deo momenta opterećenja nezavisan od ugaone brzine (npr. za ispitivanja na putu pod nagibom). U ovom slučaju moment opterećenja na kočnici kojim se djeluje na sistem se posmatra kao hidrodinamički otporni moment lopatica pumpnog kola. Koeficijent a_1 za stacionarna ispitivanja nema smisla, odnosno u tom slučaju je $a_1 = 0$. Dakle, za stacionarna ispitivanja sa hidro–dinamičkom kočnicom ključne dve stvari koje je potrebno poznavati da bi se odredio moment na kočnici prema jednačini (8.41) su ugaona brzina vratila kočnice– $\omega_{koc}(\alpha)$ izražena u ugaonom domenu i koeficijent a_2 .

U originalnoj literaturi [19, 20] autori koji predlažu jednačinu (8.41) nisu eksplicitno naglasili ključni uslov, možda i zato što se to podrazumeva, koji bi morao da glasi: srednja vrednost momenta na kočnici računatog po jednačini (8.41) mora biti jednaka izmerenom momentu čiji stvarni tok ne poznajemo, već usvajamo da je on konstantan.

Pored toga, u jednačini (8.41) figuriše i ugaona brzina vratila kočnice– $\omega_{koc}(\alpha)$ koja uglavnom nije poznata. U slučaju sistema motor–kočnica ispitivanog u okviru ovog rada, izjednačavanje ove ugaone brzine sa ugaonom brzinom susedne, šeste mase EDTS bi bilo krajnje sporno, pošto između njih postoji sistem vratila čija je identifikovana ukupna torziona krutost jako mala (oko 97434 Nm/rad). Treba podsetiti i da se na tom delu oscilatornog sistema nalaze čvorovi oscilovanja po prva tri oblika oscilovanja. S tog stanovišta, vratilo kočnice će uvek torziono oscilovati u suprotnom smeru od smera

oscilovanja susedne, šeste mase EDTS. Dalje bi se moglo reći da kočnica predstavlja najveću inercijalnu masu u sistema, pošto motor nema zamajac. Bez ikakvog posebnog dokazivanja se može zaključiti da amplitude varijacija ugaone brzine vratila kočnice moraju biti manje od amplitude varijacija ugaonih brzina svih masa EDTS, pa i šeste mase, što je potpuno saglasno rezultatima matematičkog modeliranja prikazanog na slikama 8.40 a i 8.40 b. S druge strane, uočljiva fazna pomenost izmerenih ugaonih brzina na krajevima kolenastog vratila ukazuje da mora postojati i fazna pomenost ugaone brzine kočnice u odnosu na ugaonu brzinu kraja kolenastog vratila prema kočnici. Dakle, usvajanje pretpostavke da je tok ugaone brzine vratila kočnice približno sličan toku ugaone brzine susedne, šeste mase EDTS, ne znači da je u matematički model pravilno unet zakon po kome se menja moment na kočnici, ako se prosto primeni jednačina (8.41).

Koeficijent a_2 se ne može tačno odrediti tako što bi se i on jednostavno svrstao u red nepoznatih koeficijenata, kojih je već sada osamnaest. Čak i da se krene u postupak identifikacije koeficijenta a_2 , moment na kočnici bi svaki put kada to zahteva matematički model, morao da se proračunava na bazi ugaone brzine sedme mase EDTS, koju izračunava matematički model. Moment na kočnici, tada ne bi bio pripremljen ulazni podatak, već bi to bila još jedna jednačina ne diferencijalnog tipa pridružena sistemu diferencijalnih jednačina. To je praktično moguće izvesti, ali kako pri tome obezbediti da Markvartov proces identifikacije daje vrednosti koeficijenta a_2 koji ispunjavaju uslov jednakosti srednje vrednosti ovako izračunatog momenta na kočnici i vrednosti izmerenog momenta kao konstantne, osrednjene veličine. Istraživači koji imaju praktična iskustva sa metodama identifikacije, znaju da je ovo vrlo teško realizovati.



Slika 8.41 – Momenti na kočnici izmereni pri 1500 min^{-1} i dati u referenci [54]

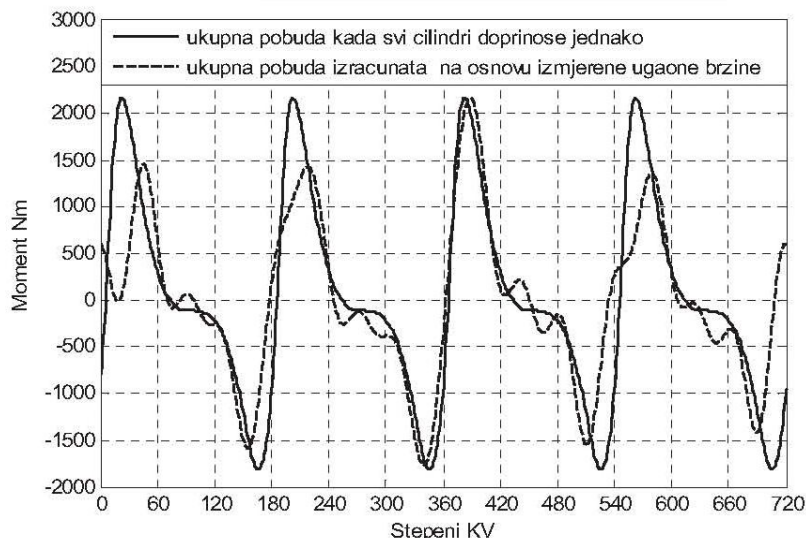
Poznato je da u motoru SUS kao cikličnoj mašini, ima vrlo malo parametara koji su konstantni, nepromenljivi tokom radnog ciklusa. Za stacionarne režime rada motora to su uglavnom složene periodične funkcije koje u manjoj meri odstupaju od ciklusa do ciklusa (pritisci u cilindru, pobudni momenti, promenljivi momenti inercije, momenti angažovani za pokretanje pomoćnih uređaja, temperature i pritisci fluida itd.). I matematički modeli zasnovani na zakonima fizike koji opisuju te parametre, potvrđuju njihovu periodičnost. Sasvim je nerealno očekivati da je i moment na kočnici

konstantan, pa bi primena jednačine (8.41) koja se bazira na dokazanim fizičkim zakonima o proporcionalnosti hidrauličnih otpora obrtnih tela kvadratu ugaone brzine njihovog obrtanja, bila korektna pod uslovom da poznajemo tok ugaone brzine vratila kočnice i osrednjenu vrednost momenta na kočnici, na osnovu čega bi se mogao proceniti parametar a_2 u jednačini(8.41). U referenci [54] su prikazani rezultati matematičkog modeliranja dinamičkog ponašanja oto motora sa četiri cilindra. Na slici 8.41 su prikazane izmerene krive momenata na korišćenoj električnoj kočnici, pri 1500 min^{-1} i različitim srednjim nivoima opterećenjima, što potvrđuju da se ne radi o konstantnoj, već promenljivoj veličini. Očigledno je da u svim slučajevima postoje četiri talasa povezana sa sagorevanjem u svakom od cilindara, koji su donekle izobličeni pod uticajem momenta inercije motora i kočnice. Prikazane krive su direktno ugrađene u odgovarajući matematički model, a rezultati matematičkog modeliranja su se vrlo dobro poklopili sa izmerenim vrednostima za sve varijane otkazivanja cilindara koje su razmatrane. Međutim, i iz rezultata prikazanih u [54] se može zaključiti da različite amplitude talasa na izmerenim krivim momenta na kočnici ne prate linearno tokove izmerenih ugaonih brzina kolenastog vratila, gde je odstupanje amplituda talasa vrlo malo.

U zaključku ove analize će se zbog važnosti razmatranog problema još jednom podvući da poznavanje momenta na kočnici, kao promenljive veličine u ugaonom domenu, predstavlja potencijal koji se može iskoristiti za dalje usavršavanje matematičkih modela dinamičkog ponašanja sistema čiji sastavni deo je motor, kako onog razvijenog u sklopu ovog rada, tako i opšte posmatrano. Najispravniji pravac je svakako neposredno merenje momenta na kočnici, što može biti praćeno komplikacijama raznih vrsta. Kao alternativna, dosta jednostavnija metoda podržana fizičkim zakonima, nameće se mogućnost primene jednačine (8.41), za šta je potrebno poznavati tok ugaone brzine vratila kočnice u ugaonom domenu i osrednjenu vrednost momenta na kočnici, na osnovu čega bi se mogao proceniti sporni parametar a_2 u toj jednačini, a onda i promenljivi tok momenta na kočnici.

Mora se primetiti da su varijacije srednjih momenata gasnih sila pojedinih cilindara koje proizilaze iz identifikovanih faktora korekcije tih momenata prilično velike, i opravdano se postavlja pitanje je da li, uz poštovanje svih navedenih uticajnih faktora, zaista mogu postojati tolike razlike u radnim procesima cilindara. Ni autor ovog rada ne može sa sigurnošću tvrditi da identifikovane neujednačenosti radnih procesa cilindara predstavljaju realnost, bez dodatnih ispitivanja i informacija. Postoji mogućnost da se oni mogu svrstati u red prividno logičnih rezultata proisteklih iz složenog matematičkog aparata ugrađenog u Markvartov proces optimizacije, slično zabeleženim slučajevima dobijanja vrlo malih vrednosti funkcije cilja, ali i negativnih vrednosti ukupnog trenja u motoru. S druge strane, identifikovane neravnomernosti radnih procesa po cilindrima se vrlo dobro poklapaju sa mnogim problemima koji su pratili razvoj familije motora V46. Biće dat jedan upečatljiv primer, kojem se tokom izvođenja eksperimenta nije posvetila dovoljna pažnja. Na rezonantnom brzinskom režimu pri 1950 min^{-1} , izmerena je zbirna srednja temperatura izduvnih gasova četvrtog, petog i šestog cilindra leve strane motora od 464°C , što je daleko ispod očekivanih 650°C do 700°C . Osnovni razlog zbog čega se ovoj pojavi nije pridavala posebna pažnja je povremeno ili trajno otkazivanje davača temperatura na bazi termo-parova, koji su tokom merenja temperatura izduvnih gasova izloženi jakom agresivnom uticaju okolne sredine. Ako se sada pogleda histogram na slici 8.23 d, može se primetiti da su procenjeni srednji momenti gasnih sila ovih

cilindara dosta niži u odnosu na referentni prvi levi cilindar, što posebno važi za četvrti levi cilindar. Na svim ostalim režimima ispitivanja, zbirna srednja temperatura izduvnih gasova četvrtog, petog i šestog cilindra leve strane motora je bila u granicama od 650°C do 700°C. Korelacija je sasvim jasna i nema potrebe da se posebno komentariše.



Slika 8.42– Ukupni moment gasnih sila izračunat pod pretpostavkom da svi cilindri jednako doprinose i inverzno izračunata vrednost na osnovu merenja ugaone brzine motora BF 4L 515 C pri 1400 min⁻¹ [57]

S druge strane, prosto je nemoguće da se i drugi istraživači, koji su se zanimali analizom promenljivog toka ugaone brzine, nisu suočili sa sličnim problemima. Ma koliko da konstruktori motora posvete pažnju da se neujednačenost radnih procesa cilindara svede na minimum, neki mikro uslovi ili sama stohastična priroda radnih procesa (pogotovo kod oto motora), u manjoj ili većoj meri moraju dovesti do odstupanja radnih procesa od cilindra do cilindra. Retki su primeri eksperimenata gde su sinhrono indicirani svi cilindri motora, kao što je eksperiment opisan u referenci [58], i uglavnom se procena momenata gasnih sila zasniva na izmerenom pritisku u jednom od cilindara. Vrlo je interesantna analiza data u referenci [57], gde je primenjen inverzan postupak, tako što je matematički model dinamičkog ponašanja sistema gde se kolenasto vratilo posmatra kao kruto telo, korišćen za procenu ukupnog momenta gasnih sila, a izmerena ugaona brzina je bila ulazni podatak. Sa poznatim momentom inercije i izmerenom ugaonom brzinom, ukupni moment inercijalnih sila je bio poznat, a ukupni gubici su procenjeni na osnovu izmerenog pritiska u jednom od cilindara i izmerenog momenta na kočnici. Ispitivanja su vršena na kamionskom četvorotaktnom dizel-motoru sa četiri cilindra i vazдушnim hlađenjem oznake BF 4L 515 C. Na slici 8.42 je prikazan ukupni moment gasnih sila izračunat pod pretpostavkom da svi cilindri jednako doprinose (tj. na osnovu izmerenog pritiska u jednom cilindru) i inverzno izračunat tok ukupnog momenta na osnovu izmerene ugaone brzine motora, pri 1400 min⁻¹. Dijagrami na slici 8.42 pokazuju da kriva ukupnog momenata gasnih sila računata na osnovu izmerene ugaone brzine, kao realnog parametra sistema, značajno odstupa od krive izračunate na osnovu izmerenog pritiska u samo jednom od cilindara, ukazujući i na to koliko je svaki od cilindara efektivan. Na primeru datom na slici 8.42 koeficijenti korekcije momenata gasnih sila definisani jednačinom (8.27) bi išli ispod

0,7 ako bi se kao referentni cilindar posmatrao cilindar kod koga se proces sagorevanja odvija oko 360 stepeni definisanog ugla obrtanja kolenastog vratila.

Iz prethodnog izlaganja se može videti da je drugi uočeni nedostatak koji je pratio optimizaciju razvijenog matematičkog modela, a koji je u suštini mnogo dominantniji u odnosu na ranije opisani problem pravilnijeg definisanja momenta na kočnici, nedostatak relevantnih pa čak ni orijentacionih informacija o redu veličine ukupnog trenja u motoru i stepenu neravnomernosti radnih procesa po cilindrima. Čak i sa orijentacionim, približno tačnim informacijama ove vrste, uz postavljanje užih, realnijih granica za koeficijente korekcije momenata gasnih sila pojedinih cilindara, optimizacija matematičkog modela se mogla izvršiti mnogo brže i verovatno mnogo tačnije. Ovaj problem se mogao prevazići tokom vršenja eksperimenta, i to primenom nekog od sledećih postupaka:

- 1) Indiciranjem većeg broja cilindara pri čemu bi idealan slučaj bio da se indicira svih dvanaest cilindara na svim režimima ispitivanja motora koji se analiziraju. Ovakav eksperiment je sa mernom opremom koja se uobičajeno koristi praktično nemoguće izvesti u sklopu jednog merenja, ali neka vrsta sekvencionalne organizacije merenja na približno istim režimima ispitivanja gde bi se piezo električni davači pritiska premeštali od cilindra do cilindra je moguća. Čak i ograničena primena ovakvog proširivanja eksperimenta, recimo na manjem ili vrlo malom broju režima ispitivanja (jedan ili dva) i indiciranje ne baš svih ali makar još jednog ili dva cilindra, obezbedila bi informacije koje bi i te kako bile upotrebljive pri procesu optimizacije i verifikacije razvijenog matematičkog modela. Na ovaj način bi se dobile kompletne informacije o radnim procesima u svim cilindrima koji su indicirani.
- 2) Izvođenje Morzeovog testa u punom obimu, to jest merenje sile na kočnici pri isključivanju svih dvanaest cilindara motora na spoljnoj brzinskoj karakteristici i za sve brojeve obrtaja na kojima je ispitivan regularan rad motora. Kao i u prethodnom slučaju, i ograničena primena ovakvog proširivanja eksperimenta, recimo na manjem ili vrlo malom broju režima ispitivanja (najmanje dva pri čemu bi bilo jako korisno da tu budu uključeni krajnji brzinski režimi iz radnog područja motora 1300 min^{-1} i 2000 min^{-1}), obezbedila bi vrlo korisne i upotrebljive informacije o približnim vrednostima srednjih momentata gasnih sila po cilindrima i ukupnom momentu trenja u motoru.

Što se tiče uočenih specifičnosti razvijenog matematičkog modela, one proizilaze iz specifičnosti ispitivanog motora. Jedna od njih se direktno odnosi na činjenicu da ispitivani motor ne poseduje zamajac. Uobičajena praksa pri definisanju EDTS i odgovarajućeg matematičkog modela dinamičkog sistema, za motore koji poseduju zamajac, je da odgovarajući EDTS u sebi ne sadrži inercijalnu masu koja predstavlja motorsku kočnicu. Većina istraživača ovaj deo sistema ne uzima u razmatranje uz obrazloženja oblika "da su sopstvene frekvencije ovog dela sistema ispod nivoa koji je značajan za analizu stacionarnih procesa" [15]. Slična formulacija se može naći i u referenci [4], i u mnoštvu drugih koje se odnose na motore koji poseduju zamajac. Čak je i u slučaju ispitivanja velikog motora Varstila sa dvadeset cilindara, nominalne snage 5 MW namenjenog za pokretanje generatora električne energije u nuklearnim elektranama za vreme nepredviđenih kriznih situacija [21], usvojen EDTS koji ne uključuje generator (pandam električnoj kočnici). Referenca [21] se posebno potencira jer se radi o motoru velikih gabarita i izuzetno velike nominalne snage, pa bi u tom

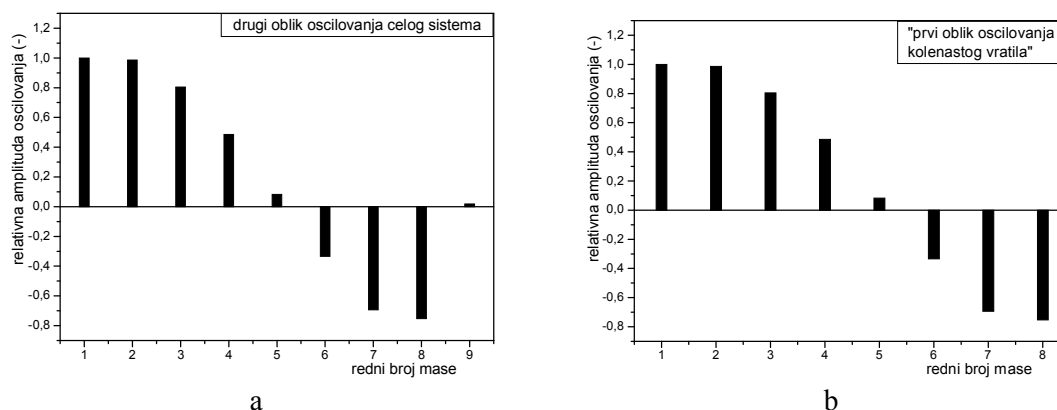
pogledu njegov EDTS trebalo da bude dosta sličan EDTS motora nad kojim je izvršen eksperimentalni deo ispitivanja prikazan u ovom radu, o čemu je već bilo reči u poglavlju 1. Međutim, i taj motor poseduje zamajac čiji moment inercije je procenjen na čak $140 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. On poseduje i prigušivač torzionih oscilacija na suprotnom kraju kolenastog vratila čiji moment inercije je procenjen na $23,7 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Ova dva detalja ukazuju da, iako postoje sličnosti između objekata ispitivanja u referenci [21] i u ovom radu, postoje i dve značajne razlike.

Autor ovog rada je pokušao da primeni ovaj opšte prihvaćeni princip (iz EDTS je isključena inercijalna masa koja simulira moment inercije motorske kočnice), i u tom slučaju rezultati matematičkog modela su drastično odstupali od eksperimentalno dobijenih vrednosti, bez ikakvih vidljivih naznaka da se matematički model može dovoljno kvalitetno optimizirati. Tek kada je u EDTS uvrštena sedma inercijalna masa u kojoj dominira moment inercije kočnice, rezultati matematičkog modela su pokazali tendenciju približavanja eksperimentalnim vrednostima tokom identifikacije nepoznatih parametara matematičkog modela. Uvedeni parametar $q(17)$ je imao ulogu da koriguje prethodno procenjeni moment inercije sedme mase EDTS tokom Markvartovog procesa identifikacije. Minimalna vrednost ovog parametra je bila postavljena na $q_{min}(17) = 0$, čime je ostavljena mogućnost da primenjena Markvartova metoda optimizacije matematičkog modela eliminiše moment inercije sedme mase EDTS ako on pravi smetnju u procesu identifikacije celog seta od osamnaest nepoznatih parametara. Iz tabele 8.2 se vidi da je u krajnjem rezultatu identifikacije i osrednjavanja za sve režime ispitivanja ovaj parametar procenjen na vrednost oko 1,06201.

Lična iskustva autora ovog rada stečena tokom suočavanja sa opisanim problemom bi se mogla pretočiti u formulaciju da su „kod motora sa čvorom oscilovanja po prvom obliku oscilovanja van kolenastog vratila, sopstvene frekvencije dela sistema iza kolenastog vratila značajne za analizu stacionarnih procesa, i taj deo sistema mora biti sadržan u EDTS matematičkog modela koji opisuje dinamičko ponašanje sistema“. Ovakav zaključak koji se kosi sa mišljenjima i iskustvima mnogih drugih istraživača zahteva podrobniju analizu i objašnjenje.

Kada je reč o sopstvenim frekvencijama oscilovanja sistema, vrlo važna činjenica je da sistem motor–kočnica ispitivan u ovom radu, po prvom obliku vrlo snažno torziono osciluje, i to sa čvorom oscilovanja iza kolenastog vratila (slika 7.17). Već je rečeno da se ovaj oblik oscilovanja naziva oblik oscilovanja motorske kočnice. Da motor poseduje zamajac značajnijeg momenta inercije, čvor oscilovanja po ovom obliku oscilovanja bi se najverovatnije „preselio“ negde unutar kolenastog vratila, što je slučaj kod većine motora koji poseduju zamajac, i samim tim bi oblik oscilovanja motorske kočnice bio izbegnut. U sklopu drugog oblika oscilovanja, jedan čvor oscilovanja se nalazi između četvrtog i petog segmenta kolenastog vratila, a drugi je jako blizu motorske kočnice (slika 7.18). U teoriji torzionih oscilacija ovakav oblik oscilovanja se još naziva i prvi oblik torzionog oscilovanja kolenastog vratila (*first mode of crankshaft vibration*), što je to takođe već naglašeno. Ako bi išli dalje, treći oblik oscilovanja celog sistema se smatra drugim oblikom torzionog oscilovanja kolenastog vratila, i tako dalje. Poznato je da su svi oblici torzionog oscilovanja kolenastog vratila u pogledu kružnih frekvencija i relativnih amplituda oscilovanja masa EDTS „ponavljaju“ ako se iz EDTS isključe elementi koji se nalaze van kolenastog vratila. Na primer, ako u EDTS ostavimo samo elemente koji predstavljaju kolenasto vratilo, nekom od validnih metoda (recimo Holcerovom metodom) dobiće se ista kružna frekvencija i odnos relativnih amplituda

prvog oblika slobodnog oscilovanja kao u slučaju drugog oblika oscilovanja kompletnog EDTS. Da bude još ilustrativnije, na slici 8.43 a je prikazan odnos relativnih amplituda kod drugog oblika slobodnog oscilovanja celog sistema (sa devet inercijalnih masa), a na slici 8.43 b odnos relativnih amplituda kod prvog oblika slobodnog oscilovanja kolenastog vratila (izbačena je deveta inercijalna masa). Odnos relativnih amplituda i kružna frekvencija oscilovanja su ostali nepromenjeni, iako na slici desno nedostaje (isključena je) poslednja masa kompletnog EDTS, koja predstavlja zbirni moment inercije kratkog ožlebljenog vratila, uležištenog vratila, kardanskog vratila i hidraulične kočnice SCHENK.



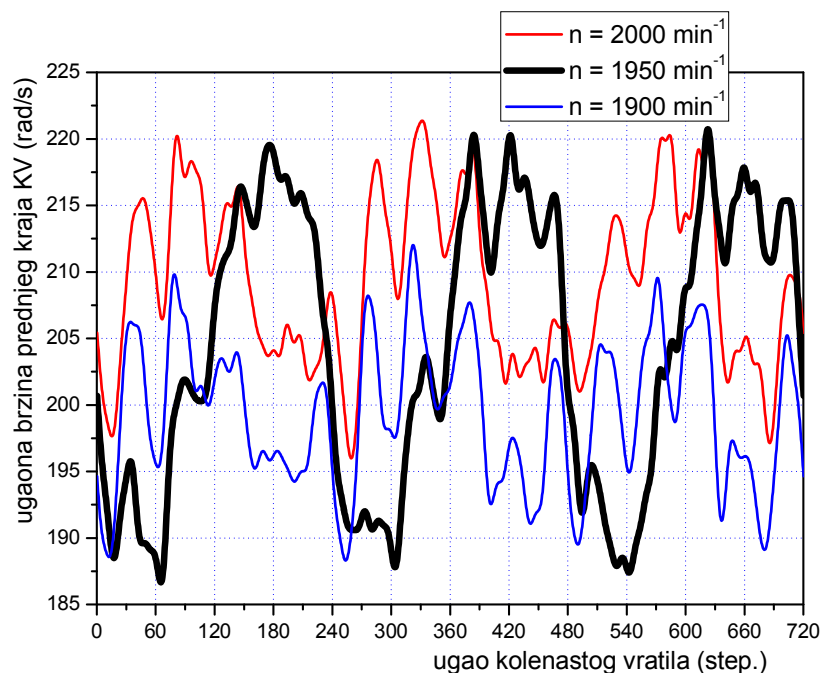
Slika 8.43 – Odnos relativnih amplituda kod drugog oblika slobodnog oscilovanja sistema (a) i prvog oblika oscilovanja kolenastog vratila (b)

Kada bi motor posedovao zamajac dovoljno velikog momenta inercije da se čvor oscilovanja po prvom obliku oscilovanja premesti na kolenasto vratilo, ne bi postojao oblik oscilovanja motorske kočnice već bi svi oblici oscilovanja sistema mogli da se poistovete sa uobičajenim oblicima oscilovanja kolenastog vratila, i poslednja masa u EDTS verovatno ne bi bila potrebna matematičkom modelu koji bi u tom slučaju opisivao dinamičko-oscilatorna kretanja samo na kolenastom vratilu motora.

Još jedna specifičnost primećena tokom optimizacije matematičkog modela kojoj se mora posvetiti posebna pažnja je niz neobičnih pojava na režimu ispitivanja 1950 min^{-1} , puno opterećen, kada je u rezonanci $1\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata po prvom obliku oscilovanja i 15. motorski harmonik pobudnih momenata po trećem obliku oscilovanja, a u neposrednoj blizini, na 1900 min^{-1} , u rezonanci je i $7\frac{1}{2}$. harmonik pobudnih momenata po drugom obliku oscilovanja. Da se na ovom režimu dešava nešto neobično govori slika 8.44 na kojoj su uporedno prikazani dijagrami tokova ugaonih brzina prednjeg kraja KV na datom režimu (1950 min^{-1}), i dva susedna brzinska režima (1900 min^{-1} i 2000 min^{-1}). Treba primetiti da maksimalna amplituda varijacija izmerene ugaone brzine na režimu 1950 min^{-1} iznosi preko 34 rad/s , dok se na susedna dva režima ta amplituda kreće oko 25 rad/s . Dijagram gde se jasno vide povećanja maksimalnih amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina na režimu 1950 min^{-1} u odnosu na susedne režime je dat na slici 6.90.

Tokovi ugaonih brzina prednjeg kraja KV na 1900 min^{-1} i 2000 min^{-1} su po osnovnoj formi jako slični, dok je na brzinskom režimu 1950 min^{-1} zabeležena sasvim drugačija forma toka izmerene ugaone brzine (slika 8.44). Na rezonantnom brzinskom režimu 1950 min^{-1} ugaone brzine prednjeg kraja i zadnjeg kraja kolenastog vratila skoro da su

se poklopile (slika 6.6 a), kako po amplitudama (ordinati) tako i po uglu obrtanja kolenastog vratila (apscisi), tako da nema one fazne pomerivosti koja je karakteristična za ostale brzinske režime.



Slika 8.44 – Izmerene ugaone brzine prednjeg kraja KV na 1900 min^{-1} , 1950 min^{-1} i 2000 min^{-1}

Istovremeno je na ovom brzinskom režimu zabeležena najmanja maksimalna amplituda uvijanja jednog kraja kolenastog vratila u odnosu na drugi (ispod 1,4 stepena), što se jasno vidi na dijagramima sa slika 6.23 i 6.39.

Nakon identifikacije faktora korekcije momenata gasnih sila, dobijene srednje vrednosti momenata gasnih sila pojedinih cilindara su ukazivale da su u ovom slučaju neravnomernosti radnih procesa u nekim cilindrima dostigle neslućeno ekstremne razmere (slika 8.23 d). Na levoj strani motora po efikasnosti prednjači drugi cilindar koji je u odnosu na referentni prvi levi cilindar efektivniji čak oko 1,8 puta. Ostali cilindri leve strane su znatno podbacili u odnosu na referentni prvi levi cilindar, posebno četvrti levi sa srednjim momentom gasnih sila ispod 100 Nm. Na desnoj strani motora odskaje šesti cilindar koji je u odnosu na referentni treći desni cilindar efektivniji oko 1,65 puta. Osim drugog desnog cilindra, i svi ostali cilindri na desnoj strani motora su efektivniji u odnosu na referentni treći desni cilindar.

Ako su dobijeni podaci o neravnomernosti radnih procesa po cilindrima i približno tačni, onda je sasvim razumljivo zašto rezultati matematičkog modela nisu mogli bolje da se približe izmerenim podacima, i zašto na skoro svim dijagramima identifikovanih parametara na tom režimu ispitivanja postoji diskontinuitet u odnosu na ostale režime ispitivanja. Očigledno je da u ovom slučaju usvojeni princip po kojem su u izvršene korekcije momenata gasnih sila, za cilindre koji su identifikovani kao ekstremno efektivni, ni približno ne odgovaraju realnosti, već se verovatno radi o nekoj od mnogobrojnih varijanti istovremenog poremećaja i u uglu predubrizgavanja i u ciklusnoj količini goriva na čiju mogućnost ukazuju rezultati simulacije programa AVL

BOOST (Prilog D). Bilo bi jako interesantno na ovom režimu merenjem dobiti $p - \alpha$ dijagrame u nekom od dva cilindra sa procenjenim ekstremno velikom vrednostima srednjeg momenta gasnih sila (drugom levom ili šestom desnom), pa ustanoviti koliko se radni procesi u njima razlikuju od radnih procesa u odgovarajućim referentnim cilindrima, kako po maksimalnim vrednostima, tako i po opštoj formi.

Ako se vrati na dijagram prikazan na slici 6.43, videće se da frekvencija sopstvenog oscilovanja po prvom obliku oscilovanja za rezonantne brzinske režime 1300 min^{-1} i 1600 min^{-1} ima stabilnu, skoro identičnu vrednost oko $340,17 \text{ rad/s}$, a na razmatranom rezonantnom brzinskom režimu 1950 min^{-1} frekvencija sopstvenog oscilovanja pada na $306,15 \text{ rad/s}$. Ovo je jako neobično, i zaista je teško objasniti ovaku pojavu. Metoda Holcera na ovo ne može dati adekvatan odgovor, ako se posmatra samo prvi oblik oscilovanja. U EDTS nije učinjena nikakva fizička promena pri rezonantnih 1950 min^{-1} u odnosu na rezonantne 1300 min^{-1} i 1600 min^{-1} , da bi po prvom obliku oscilovanja došlo do ovakog pada sopstvene frekvencije oscilovanja. Metoda Holcera podrazumeva da je sistem izveden iz ravnotežnog položaja i doveden u stanje slobodnog oscilovanja, a zatim se proračunavaju sopstvene frekvencije kružnog oscilovanja ne uzimajući u obzir prigušanja, koja u realnim uslovima postoje. Već je rečeno, da zanemarivanjem prigušenja u sistemu, odstupanja proračunatih vrednosti sopstvenih frekvencija oscilovanja u odnosu na realne, u većini slučajeva ne iznose više od 1,5% [2, 4]. Praktično, to znači da bi kružnu frekvenciju slobodnog oscilovanja izračunatu Holcerovom metodom trebalo korigovati nekim faktorom do 0,985 kako bi se kompenzovala greška proračun zbog zanemarivanja prigušenja. Postoje literaturni izvori sa informacijama da na povećanje unutrašnjeg prigušenja u torziona-oscilatornom sistemu može uticati kardansko vratilo [5], ali osim pominjanja ove činjenice detaljnija objašnjenja o mehanizmu nastanka tog dodatnog prigušenja i njegovom redu veličine autor ovog rada nije uspeo da pribavi. Ni dijagram identifikovanog prigušenja u materijalu kolenastog vratila prikazan na slici 8.30 ne ukazuje da je na rezonantnih 1950 min^{-1} ovaj parametar značajno povećan, i s obzirom na to gde se nalazi čvor oscilovanja ima sasvim logičnu, umerenu vrednost od oko $60 \text{ N}\cdot\text{m/s/rad}$.

Odgovor na ovu pojavu možda mogu dati neke druge činjenice. Na vrlo bliskih 1900 min^{-1} u rezonanci je i $7\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata po drugom obliku oscilovanja. To se nedvosmisleno može zaključiti iz ekstremno visokih amplituda varijacija $7\frac{1}{2}$. motorskog harmonika izmerenih ugaonih brzina na tom režimu (slika 6.45). Sa slike 6.45 se vidi da se amplitude varijacija $7\frac{1}{2}$. motorskog harmonika izmerenih ugaonih brzina na slobodnom kraju kreću oko 5 rad/s , a na suprotnom kraju oko 3 rad/s . Nesumljivo, torzione oscilacija po drugom obliku oscilovanja su intenzivnije na rezonantnih 1900 min^{-1} u odnosu na sve ostale rezonantne brojeve obrtaja po ovom obliku oscilovanja. To potvrđuje i slika 6.4 gde se vidi da amplitude $7\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata nisu zanemarive. Zatim, treba imati u vidu da motorski harmonici reda $1\frac{1}{2}$. i $7\frac{1}{2}$. spadaju u istu grupu minorskih, ali sa stanovišta torzionih oscilacija vrlo potencijalno opasnih motorskih harmonika. Zbog blizine ova dva rezonantna brzinska režima, može se očekivati da dolazi do preklapanja njihovih rezonantnih područja, a onda i do međusobnog uticaja jednog rezonantnog područja na drugo područje. I na kraju, ako se može suditi na osnovu dijagrama sa slike 6.60, na 1950 min^{-1} u rezonanci je i 15. harmonik pobudnih momenata po trećem obliku oscilovanja. Na tom brzinskom režimu su zabeleženi povišeni nivoi amplituda 15. motorskog harmonika varijacija ugaonih brzina (oko $0,7 \text{ rad/s}$). Amplitude 15.

motorskog harmonika pobudnih momenata su, istina, dosta male (slika 6.60), ali treba imati u vidu da 15. motorski harmonik spada u grupu osnovnih–majorskih, sa stanovišta torzionih oscilacija takođe vrlo potencionalno opasnih harmonika.

Dakle, na 1950 min^{-1} su prisutna dva rezonantna harmonika pobudnih momenata po prvom i trećem obliku oscilovanja, a u neposrednoj blizini (na 1900 min^{-1}) je zabeleženo nejintenzivnije torziona oscilovanje po drugom obliku oscilovanja. U dinamičko-oscilatornom sistemu postoji kardansko vratilo za koje postoje informacije da može biti izvor neplanirano povišenih prigušenja [5], što bi samo po sebi moglo uticati na „obaranje“ sopstvene frekvencije oscilovanja. Združeni uticaj navedenih faktora verovatno rezultira uočenoj anomaliji značajnog pada sopstvene frekvencije oscilovanja na brzinskom režimu 1950 min^{-1} (slika 6.43), što je pojava koja se verovatno vrlo retko dešava pa zato nije ni zabeležana u literaturi dostupnoj autoru ovog rada.

8.5 Analiza prednosti i mana činjenice da motor ne poseduje zamajac izvršena na bazi rezultata optimiziranog matematičkog modela neposrednog merenja i primene Holcerove metode

Napred navedeni rezultati koje je pružio optimizirani matematički modela, rezultati neposrednog merenja izloženi u Poglavlju 6, kao i rezultati primene Holcerove metode dati u Poglavlju 7 ovog rada, omogućavaju da se izvrši procena dobrih i loših strana činjenice da ispitivani motor ne poseduje zamajac.

Kada bi motor posedovao zamajac odgovarajućeg momenta inercije, i/ili sistem spojničkih vratila od motora do kočnice veće zbirne torziona krutosti, maksimalne amplitude uvijanja (torzije) u sistemu bi svakako bile znatno manje. Međutim, tu se kriju i vrlo ozbiljne potencijalne opasnosti po motor, odnosno ceo oscilatorni sistem. Dodavanjem zamajca na motor kompletno bi se promenila torziona dešavanja u motoru. Varijacije ugaonih brzina, nivo torzionih oscilacija između masa sistema i neravnomernosti radnih procesa po cilindrima bi se svakako znatno smanjili. Ali, tada bi se stvorila sasvim realna mogućnost da čvorovi oscilovanja po prvom obliku oscilovanja promene lokaciju i premeste se na samo kolenasto vratilo. Odsecci kolenastog vratila su više od 20 puta krući (manje elastični) u odnosu na srednju torziona krutosti sistema spojničkih vratila iza kolenastog vratila. Ako se posmatra samo uticaj torziona krutosti na vrednost napona u čvorovima oscilovanja, dvadeset puta veća torziona krutost znači i dvadeset puta veći nivo dopunskih napona pri rezonanci. Možda ne bi bilo sve baš tako crno, jer na vrednost dopunskih napona na uvijanje pri rezonanci, utiču i drugi faktori, koji bi na novom čvoru oscilacija bili povoljniji u odnosu na prethodni položaj (otporni moment poprečnog preseka, maksimalna amplituda torzionog oscilovanja, amplituda pobudnog momenta i prigušenja u sistemu). Međutim, jedan drugi problem bi iznenada mogao da iskrсне, što se u praksi i dešavalo kada je na nekim motorima familije V46 postavljen zamajac. U tom slučaju se mora izvršiti ozbiljan proračun uzimanjem u obzir vrednosti momenta inercije zamajca, kako se ne bi desilo da treći, majorski motorski harmonik pobudnih momenata postane rezonantan harmonik. Postojeća konfiguracija dinamičko-torzionog sistema je takva da treći motorski harmonik pobudnih momenata može ući u rezonancu tek negde oko 1082 min^{-1} , što je daleko ispod deklarisanog minimalnog broja obrtaja motora (1300 min^{-1}). Povoljna okolnost je i ta, da amplituda trećeg harmonika pobudnih momenata ima dosta malu vrednost (slika 6.4), što nikako ne znači da ovaj majorski

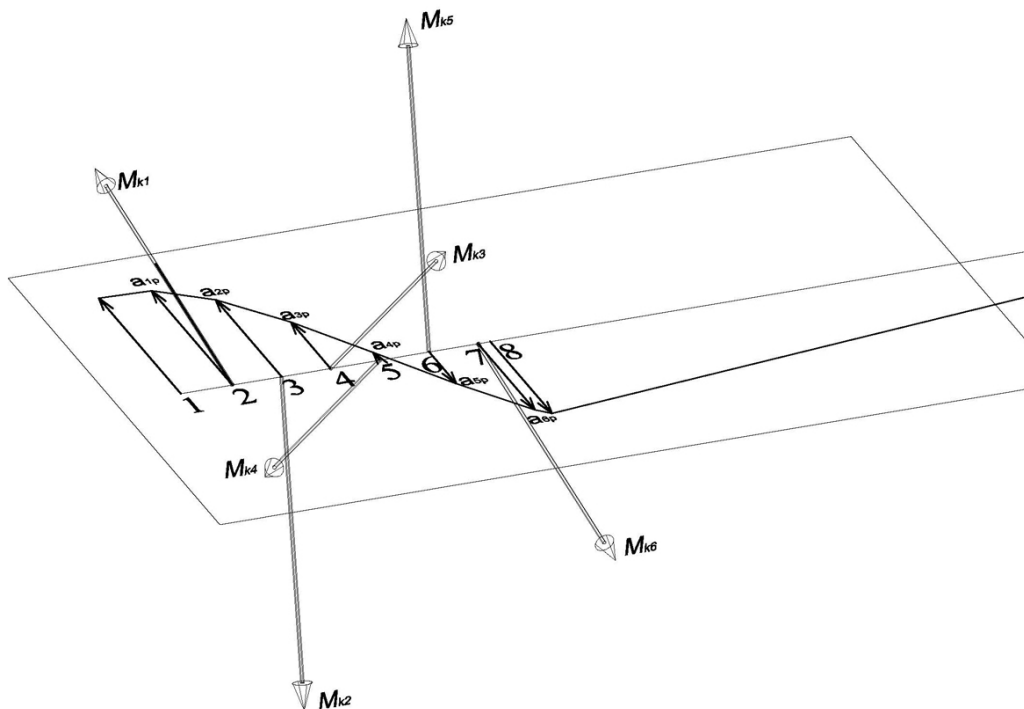
harmonik treba smatrati potpuno bezopasnim. Šesti motorski harmonik pobudnih momenata takođe spada u grupu osnovnih, majorskih harmonika. U postojećoj konfiguraciji dinamičko-torzionog sistema, ovaj harmonik bi bio rezonantan tek oko 2374 min^{-1} , i možda je realnije očekivati da se dodavanjem zamajca rezonantni broj obrtaja ovog motorskog harmonika pobudnih momenata još više udalji od deklarisanog maksimalnog broja obrtaja (2000 min^{-1}), s tim da ovaj podatak treba uzeti sa rezervom, pošto je vrlo važno koliki bi bio moment inercije eventualno postavljenog zamajca. Osnovni–majorski harmonici pobudnih momenata su tako fazno pomereni da kada uđu u rezonancu, amplitude torzionih oscilacija masa EDTS se vrlo često direktno „sabiraju“ (videće se na slici 9.3 koja sledi), pa se zato ovi harmonici posebno izdvajaju u odnosu na sve ostale. Problemu pripadnosti harmonika pobudnih momenata nekom od redova i različitog uticaja redova motorskih harmonika pobudnih momenata na nivo torzionih oscilacija (sa uzimanjem u obzir i forme slobodnog oscilovanja), posvećena je tačka 9. ovog rada. Izmena karakteristika oscilatornog sistema dodavanjem ili oduzimanjem inercijalnih masa je, teoretski posmatrano, najjednostavniji metod da se promeni nepovoljna koncepcija sistema sa stanovišta torzionih oscilacija. Za postojeću koncepciju se, sa stanovišta opasnosti od torzionih oscilacija, može se reći da je izuzetno povoljna. Prva dva osnovna harmonika (treći i šesti) su daleko van radnog područja motora, a čvor oscilovanja po prvom obliku torzionog oscilovanja nije na kolenastom vratilu, već na nekom od spojničkih vratila od kolenastog vratila do kočnice. Mada izgleda apsurdno, ali pod povoljnom okolnošću se može smatrati i činjenica da zbirna torziona krutost sistema spojničkih vratila od motora do kočnice ima relativno malu vrednost (oko 97434 Nm/rad —tabela 8.1). S obzirom na nivo maksimalnih amplituda torzionih oscilacija po prvom obliku oscilovanja inercijalnih masa koje se nalaze između čvora oscilovanja (poslednjeg segmenta kolenastog vratila i motorske kočnice—slika 8.38 a), povoljnije je to što je oscilatorni sistem u delu gde se nalazi registrovani čvor oscilovanja elastičniji (manje krut). Malom vrednošću torziona krutosti se oscilatornom sistemu ostavlja mogućnost da snažno torziona osciluje, što svakako nije dobro, ali se negativni uticaj povišenih amplituda oscilovanja na dopunske napone pri uvijanju uspešno kompenzuje većom elastičnošću ovog dela sistema, tako da se u krajnjem rezultatu ipak smanjuje mogućnost pojave loma na ovom osetljivom delu torziona-oscilatornog sistema u odnosu na neku potencijalnu varijantu sistema spojničkih vratila veće torziona krutosti.

9. Određivanje dopunskih napreznja na uvijanje pri rezonantnim režimima rada

9.1 Određivanje maksimalnih amplituda torzionog oscilovanja

Prilikom rezonance, odnosno kada neki od harmonika prinudnog momenta ima istu kružnu frekvenciju kao što je kružna frekvencija slobodnog oscilovanja, taj rezonantni harmonik vrši rad. Zapravo, harmonik odgovarajuće tangencijalne sile deluju na luku koji predstavlja amplitudu oscilovanja kolenastog vratila i vrši rad. Uloženi rad posmatranog harmonika tangencijalne sile povećava amplitudu oscilovanja, i takvo oscilovanje se naziva prinudno oscilovanje. Kada ne bi postojali otpori oscilovanju na koje se ovaj rad troši, amplituda oscilovanja bi beskonačno rasla. U realnim uslovima, amplituda oscilovanja raste sve dok rad koji izvrši rezonantni harmonik tangencijalne sile ne bude jednaka radu koji se troši na prigušenje.

Ono što je bitno za proračun rada saopštenog sistemu rezonantnim harmonikom prinudnog momenta, za period jednog oscilovanja, jeste činjenica da u rezonantnim uslovima rada, prinudne oscilacije odgovaraju glavnim oblicima slobodnih oscilacija sistema, odnosno amplitude prinudnih oscilacija stoje u istom odnosu kao i amplitude slobodnih oscilacija.



Slika 9.1 – Zavisnost pobudnih momenata i amplituda kod prinudog oscilovanja

Na svako koleno kolenastog vratila, deluje pobudni (prinudni) moment. Ako se prinudni moment razloži na k harmonika po Furijeovom geometrijskom redu, može se reći da na koleno kolenastog vratila deluje k harmonika prinudnog momenta. Svaki od ovih prinudnih momenata deluje u drugoj ravni i pod drugim uglom, što zavisi i od uglova između kolena kolenastog vratila. Na slici 9.1 je ilustrovan međusobni odnos k -tih harmonika pobudnih momenata i amplituda oscilovanja za drugi oblik oscilovanja

kolenastog vratila motora koji je ispitivan u ovom radu, kada k ima vrednosti $\frac{1}{2}$, $3\frac{1}{2}$, $6\frac{1}{2}$ Ako na prvo koleno kolenastog vratila deluje k -ti rezonantni harmonik prinudnog momenta, onda će položaj k -tih harmonika prinudnih momenata koji deluju na ostala kolena biti određen u odnosu na prvo koleno kao [6]:

$$\left. \begin{aligned} M_{k1} &= M_{k1}^a \cdot \sin k \cdot (\omega_p \cdot t) \\ M_{k2} &= M_{k2}^a \cdot \sin k \cdot (\omega_p \cdot t + \delta_2) \\ M_{ki} &= M_{ki}^a \cdot \sin k \cdot (\omega_p \cdot t + \delta_i) \end{aligned} \right\} \quad (9.1)$$

Za amplitude k -tog harmonika prinudnih momenata ($M_{k1}^a, M_{k2}^a, \dots, M_{kn}^a$) se usvaja da su međusobno jednake (M_k^a), pošto se pretpostavlja da su radni procesi u cilindrima ujednačeni i da su prinudni momenti na svakom kolenu višecilindarskog motora (od 1 do i) međusobom jednaki, samo fazno pomereni. Uglovi δ_2 do δ_i predstavljaju uglove paljenja između prvog i odgovarajućeg (u indeksu) cilindra motora, a za k -ti harmonik se ugao $k \cdot \delta_i$ može naći iz zvezde k -tog reda. Kružna frekvencija pobudnog momenta ω_p je jednaka ugaonoj brzini kolenastog vratila kod dvotaktnih motora, odnosno polovini ugaone brzine kolenastog vratila kod četvorotaktnih motora.

Kao što je već napomenuto, mase torzionog sistema će pri prinudnom oscilovanju oscilovati istom formom kao što je i forma slobodnog oscilovanja. Prema tome, prinudno oscilovanje sistema će se odvijati sinhrono sa jednakim fazama ili fazama različitim za 180° (iza čvora oscilovanja) [6]:

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_{k1} &= a_{1p} \cdot \sin (k\omega_p t - \gamma_k) \\ \vartheta_{k2} &= a_{2p} \cdot \sin (k\omega_p t - \gamma_k) \\ \vartheta_{ki} &= a_{ip} \cdot \sin (k\omega_p t - \gamma_k) \end{aligned} \right\} \quad (9.2)$$

gde je γ_k fazni ugao između prinudnih momenata i amplituda prinudnog oscilovanja, i jednak je za sve mase. Na slici 9.1 to je ugao između prikazanih vektora a_{1p} i M_{k1} .

Na osnovu jednačina (9.1) i (9.2), može se postaviti jednačina za izračunavanje elementarnog rada koji rezonantni k -ti harmonik pobudnih momenata izvrši na i -tom kolenu kolenastog vratila kao [6]:

$$dA_{ki} = M_k^a \cdot \vartheta_{ki} = M_k^a \cdot \sin k \cdot (\omega_p t + \delta_i) \cdot k\omega_p a_{ip} \cdot \cos(k\omega_p t - \gamma_k) dt \quad (9.3)$$

Ako se potraži izvršeni rad k -tog rezonantnog harmonika za jedan period oscilacija na i -tom kolenu [6]:

$$A_{ki} = \int_0^{2\pi/k\omega_p} dA_{ki} \cdot dt \quad (9.4)$$

i dA_{ki} se zameni izrazom datim jednačinom (9.3), rad izvršen za jednu oscilaciju na i -tom kolenu je [6] je:

$$A_{ki} = \pi \cdot M_k^a \cdot a_{ip} \cdot \sin (k \cdot \delta_i + \gamma_k) \quad (9.5)$$

Ugao $k \cdot \delta_i + \gamma_k$ predstavlja faznu razliku između k -tog harmonika prinudnog momenta M_k i -te mase i k -tog harmonika prinudnog torzionog oscilovanja ϑ_{ki} iste mase, izazvanog tim momentom. Pošto pri rezonanci taj ugao iznosi $\pi/2$, biće:

$$k \cdot \delta_i + \gamma_k = \pi/2 \quad (9.6)$$

Dakle, tokom rezonantnog oscilovanja k -tog harmonika pobudnog momenta, rad izvršen za jednu oscilaciju na i -tom kolenu će biti [6]:

$$A_{ki} = \pi \cdot M_k^a \cdot a_{ip} \quad (9.7)$$

Rad svih k -tih harmonika koji deluju na svim kolenima kolenastog vratila za jednu oscilaciju, biće jednak sumi radova [6]:

$$A_k = \sum A_{ki} \quad (9.8)$$

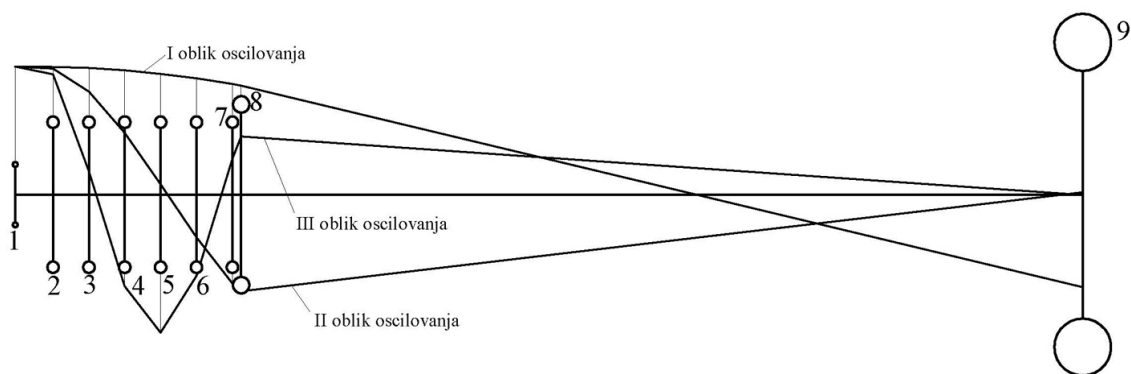
Pošto su sve amplitude k -tih harmonika pobudnih momenata jednake, za izračunavanje rada je jednostavnije posmatrati da su te amplitude u fazi, a da se amplitude prinudnih oscilacija razlikuju u fazama za iste uglove za koje se razlikuju amplitude k -tih harmonika pobudnih momenata. Mada je fizičko značenje obrnuto, izračunati ukupni rad je isti, a do konačnih rezultata se dolazi znatno jednostavnije. Prema tome, ukupni izvršeni rad u toku jedne oscilacije, za slučaj rezonantnog k -tog harmonika pobudnih momenata, se dobija iz jednačine [6]:

$$A_k = \pi \cdot M_k^a \cdot \overrightarrow{\sum a_{ip}} \quad (9.9)$$

gde je $\overrightarrow{\sum a_{ip}}$ geometrijska zbirna amplituda oscilovanja koja je jednaka [6]:

$$\overrightarrow{\sum a_{ip}} = \sum \sqrt{(a_{ip} \cdot \sin \delta_i)^2 + (a_{ip} \cdot \cos \delta_i)^2} \quad (9.10)$$

Problem određivanja vektora geometrijske zbirne amplitude prinudnih torzionih oscilacija kolenastog vratila motora koji je ispitivan u ovom radu je identičan problemu koji bi se javio kod linijskog motor sa šest cilindara i sa redosledom paljenja 1-5-3-6-2-4. Kolena kolenastog vratila takvog motora bi u prostoru stajala pod istim uglom od 120° kao i kolena ispitivanog motora. Kada bi se još radilo o dvotaktnom motoru, i pobuda izazvana gasnim silama bi imala dosta sličan tok kao i kod motora koji je analiziran u ovom radu.



Slika 9.2 – Šematski prikaz EDTS sa devet inercijalnih masa i relativnih amplituda oscilovanja za prva tri oblika sopstvenih oscilacija sistema

Geometrijski zbirni vektor amplituda prinudnih oscilacija se može dobiti grafički, ako se postavi poligon amplituda prinudnog oscilovanja, na osnovu zvezde reda posmatranog rezonantnog harmonika k (slika 9.3 koja sledi). Na osnovu zvezde k -tog reda, uglovi između vektora amplituda prinudnih oscilacija će biti: $k \cdot \delta_2, k \cdot \delta_3, \dots, k \cdot \delta_i$. Kako amplitude prinudnih oscilacija pri rezonanci stoje u istom odnosu kao i amplitude slobodnih oscilacija torzionog sistema, za određivanje geometrijskog zbira

amplituda korišćiće se dijagram amplituda dobijen za određenu formu slobodnog oscilovanja. Na taj način se neće uzimati apsolutna vrednost amplituda prinudnog oscilovanja (kao što se nije uzimala u obzir ni apsolutna vrednost amplituda slobodnog oscilovanja), već će se uzimati u obzir odnos u kojem stoje amplitude prinudnog oscilovanja pojedinih masa (kao i kod slobodnog oscilovanja). Na slici 9.2 su prikazane relativne amplitude prva tri oblika slobodnog oscilovanja torziona-dinamičkog sistema sa devet masa ekvivalentnog sistemu nad kojim je izvršen eksperiment. U inercijalne mase od 2 do 7 su uključeni parovi naspramnih cilindara motora. Lokacije čvorova oscilovanja se jasno uočavaju pošto su ekvivalentne dužine prikazane u srazmeri.

U teoretskom prilazu torzionim oscilacijama kolenastog vratila motora, pri pokušaju da se približno proceni potencijalna opasnost nekog od rezonantnih režima rada, vrlo često se akcenat stavlja na amplitudu rezonantnog, pobudnog momenta i na red harmonika. To je i razumljivo pošto su to svakako najuticajniji faktori na nivo torzionih oscilacija u sistemu. S druge strane, vrednosti amplituda k -tih harmonika pobudnih momenata se mogu proceniti orijentaciono i bez detaljnog proračuna momenata gasnih i inercijalnih sila, a onda se može doneti gruba, orijentaciona procena o nivou torzionih oscilacija u sistemu. U referenci [5] se mogu naći čak četiri metode za približno određivanje amplituda pobudnih momenata linijskih motora, bez poznavanja toka indiciranog pritiska u nekom od cilindara.

Tabela 9.1 – Harmonici pobudnih momenata ispitivanog torzionog sistema svrstani u redove po faznoj pomenosti (zvezdi k -tog reda)

I	II	III	IV	V	VI
$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3
$3\frac{1}{2}$	4	$4\frac{1}{2}$	5	$5\frac{1}{2}$	6
$6\frac{1}{2}$	7	$7\frac{1}{2}$	8	$8\frac{1}{2}$	9
$9\frac{1}{2}$	10	$10\frac{1}{2}$	11	$11\frac{1}{2}$	12
$12\frac{1}{2}$	13	$13\frac{1}{2}$	14	$14\frac{1}{2}$	15
$15\frac{1}{2}$	16	$16\frac{1}{2}$	17	$17\frac{1}{2}$	18
$18\frac{1}{2}$	19	$19\frac{1}{2}$	20	$20\frac{1}{2}$	21
$21\frac{1}{2}$	22	$22\frac{1}{2}$	23	$23\frac{1}{2}$	24

Podela harmonika pobudnih momenata na redove je u stvari podela po grupama faznih dijagrama harmonika pobudnih momenata (zvezdama k -tih redova), a određuje se na osnovu broja cilindara (odnosno kod V motora na osnovu broja parova naspramnih cilindara), i na osnovu taktnosti motora. Od svih redova harmonika pobudnih momenata posebno se izdvaja red koji se naziva red osnovnih harmonika, ili majorskih harmonika. U tabeli 9.1 je data podela na redove, tj. po grupama faznog dijagrama, prva 24 harmonika pobudnih momenata za EDTS prikazan slikom 9.2. U ovom slučaju red osnovnih–majorskih harmonika je VI red.

Za red osnovnih–majorskih harmonika pobudnih momenata se zna da mogu napraviti velike probleme ako na nekom broju obrtaja kolenastog vratila uđu u rezonancu. Termin „mogu“ je sasvim adekvatan i nije upotrebljen slučajno, pošto se može desiti da uticaj rezonantnog osnovnog harmonika pobudnih momenata na nivo torzionih oscilacija u sistemu bude zanemarljiv u odnosu na red k -tih rezonantnih harmonika koji ne pripada redu osnovnih (majorskih) harmonika, već redu minorskih harmonika. U ovom konkretnom slučaju minorski harmonici su harmonici III reda: $1\frac{1}{2}$., $4\frac{1}{2}$., $7\frac{1}{2}$., $10\frac{1}{2}$., $13\frac{1}{2}$., $16\frac{1}{2}$., $19\frac{1}{2}$ To se dešava kada forma nekog od oblika prinudnog osilovanja,

9. Određivanje dopunskih naprezanja na uvijanje pri rezonantnim uslovima rada

ima takav tok da se za neki od minorskih rezonantnih harmonika pobudnih momenata dobije „neočekivano“ velika vrednost geometrijskog zbira amplituda oscilovanja $\sum \vec{a}_{ip}$, opisana jednačinom (9.10).

harmonik	zvezda k-log reda	I oblik oscilovanja	II oblik oscilovanja	III oblik oscilovanja
$k=1/2, 3/2, 5/2, 7/2, 9/2, 11/2, 13/2, 15/2, 17/2, 19/2, 21/2, \dots$				
$k=1, 4, 7, 10, 13, 16, 19, 22, 25, \dots$				
$k=1/2, 4/2, 7/2, 10/2, 13/2, 16/2, 19/2, 22/2, 25/2, \dots$				
$k=2, 5, 8, 11, 14, 17, 20, 23, \dots$				
$k=2/2, 5/2, 8/2, 11/2, 14/2, 17/2, 20/2, 23/2, 26/2, \dots$				
$k=3, 6, 9, 12, 15, 18, 21, 24, \dots$				

Slika 9.3 – Grafički metod dobijanja geometrijskih zbirova amplituga prinudnog oscilovanja za prva tri oblika oscilovanja i za različite redove harmonika rezonantnih pobudnih momenata

Što se tiče oblika oscilovanja, za „pravilo“ da je prvi oblik oscilovanja potencijalno opasniji po kolenasto vratila motora od drugog oblika, a drugi od trećeg, i tako redom, u najmanju ruku bi se moglo reći da ima izutetaka. Poznato je da amplitude harmonika pobudnih momenata principijelno opadaju sa porastom rednog broja harmonika. Takođe se zna da harmonici pobudnih momenata nižih rednih brojeva, a prosečno najvećih amplituda, mogu biti rezonantni samo po prvom obliku oscilovanja. Po drugom obliku oscilovanja mogu biti rezonantni harmonici pobudnih momenata koji su po redosledu iza njih, sa znatno manjim ali i dalje značajnim prosečnim amplitudama. Već kod trećeg oblika oscilovanja, prosečne amplitude pobudnih momenata značajno opadaju, pa se uticaj ovog oblika oscilovanja na opšti nivo naprezanja kolenastog vratila izazvanih torzionim oscilacijama vrlo često zanemaruje. Oblici oscilovanja posle trećeg, za većinu motora „standardnih“ dimenzija i performansi, se uglavnom pominju kroz teoretsko tumačenje torzionog oscilovanja, ali se ovim oblicima oscilovanja sa razlogom ne pridaje veliki praktični značaj. Harmonici pobudnih momenata rednog broja iza 25. se uglavnom ne uzimaju u obzir pri proračunu naprezanja kolenastog vratila izazvanih torzionim oscilacijama. Na osnovu prethodno navedenog, kod većine motora se zaista događa da prvi oblik oscilovanja izaziva najveće probleme, zatim sledi drugi, i na kraju treći oblik oscilovanja. Međutim, generalizacija nekog stava po ovom pitanju, za sve varijante torzionih sistema koje u sebe uključuju motore SUS, ne bi bila ispravna. Ako se želi izbeći svaka greška u proceni naprezanja u sistemima izazvanih torzionim oscilacijama, mora se odrediti opšta forma svakog od oblika oscilovanja, pri čemu je vrlo važna informacija koja se mora uzeti u obzir—gde se nalaze čvorovi oscilovanja. Takođe se mora voditi računa o brojevima obrtaja na kojim su harmonici pobudnih momenata rezonantni, odnosno da li je na nekom broju obrtaja, ili užem području brojeva obrtaja, u rezonanci više harmonika pobudnih momenata po različitim oblicima oscilovanja.

Generalno rečeno, ako se žele pravilno procenti naprezanja u sistemu izazvana torzionim oscilovanjem nekog od harmonika pobudnih momenata, mora se istovremeno uzeti u obzir više faktora :

- amplitude harmonika rezonantnih pobudnih momenata,
- red kome pripadaju rezonantni harmonici pobudnih momenata, tj. fazni dijagrami međusobne ugaone pomerivosti pobudnih momenata koji deluju na inercijalne mase EDTS,
- oblik oscilovanja i opšta forma oblika oscilovanja pri kojoj je dati harmonik pobudnih momenata u rezonanci.

Zahvaljući činjenici da je osnovna forma prinudnih oscilacija za svaki oblik oscilovanja praktično identična odgovarajućoj osnovnoj formi slobodnog oscilovanja, zajednički uticaj fazne pomerivosti k -tih harmonika pobudnih momenata i opšte forme prva tri oblika prinudnog oscilovanja na geometrijski zbir amplituda oscilovanja (tj. na nivo torzionih oscilovanja kolenastog vratila) za EDTS sa slike 9.2 je prikazan na slici 9.3. Ovaj grafički postupak podrazumeva da se moraju poznavati sve zvezde k -tih redova, opšte forme prinudnog (tj. slobodnog) oscilovanja za sve oblike oscilovanja koje analiziramo i redosled paljenja. Iz redosleda paljenja se ustvari određuje fazna razlika (pomerivost po uglu obrtanja kolenastog vratila) pobudnih momenata koji deluju na svaku od inercijalnih masa EDTS. Redosled paljenja ispitivanog motora je:

1L 6D 5L 2D 3L 4D 6L 1D 2L 5D 4L 3D

gde L ima značenje levi, a D desni cilindar motora. Na svaku od inercijalnih masa EDTS deluju momenti gasnih sila odgovarajućeg levog i desnog cilindra. Tangencijalna sila koja potiče od dva naspramna cilindra (1L i 1D), a proporcionalna je pobudnom obrtnom momenatu, za dva krajnja brzinska režima (1300 min^{-1} i 2000 min^{-1}) na spoljnoj brzinskoj karakteristici motora, već je prikazana na slici 6.3. Međusobna pomenost radnih procesa levih cilindara u odnosu na suprotne desne cilindre teoretski je definisana vrednošću od 240 stepeni, a između susednih cilindara po redosledu paljenja na 60 stepeni, računato po uglu obrtanja kolenastog vratila. U ovakoj situaciji se usvaja da na svako koleno kolenastog vratila deluje zbirna tangencijalna sila čiji principijelni tok je za dva brzinska režima prikazan na slici 6.3, ali su u odnosu na prikazane krive, krive tangencijalnih sila koje deluju na ostala kolena kolenastog vratila fazno pomenene po uglu obrtanja kolenastog vratila za 120 stepeni, prema redosledu:

1 5 3 6 2 4

Vrednosti zbirnih amplituda prinudnog oscilovanja prikazane na slici 9.3 su relativne, kao i kod slobodnog oscilovanja, odnosno izražene su u funkciji amplitude prinudnog oscilovanja druge inercijalne mase EDTS sa devet masa. Realne vrednosti zbirnih amplituda prinudnog oscilovanja bi se mogle odrediti kada bi se vrednosti dobijene grafičkom metodom na slici 9.3 pomnožile sa apsolutnom vrednošću amplitude prinudnog oscilovanja inercijalne mase koja uključuje prvi par naspramnih cilindara, što je u ovom slučaju druga masa EDTS prikazanog na slici 9.2. Relativne vrednosti zbirnih amplituda prinudnog oscilovanja na slici 9.3 su, dakle, dobijene kao geometrijski zbir virtuelnih vektora relativnih amplituda slobodnog oscilovanja, i to za svaki od odlika oscilovanja i za svaki red harmonika pobudnih momenata. Kod definisanja virtuelnih vektora relativnih amplituda oscilovanja poštovani su sledeći principi:

- intenzitet tih vektora je jednak relativnim amplitudama oscilovanja za svaki od oblika oscilovanja,
- pravac tih vektora je određen zvezdom k -tog reda grupe (redova) pobudnih momenata,
- smer tih vektora se poklapao sa smerom koji proizilazi iz zvezde k -tog reda grupe redova pobudnih momenata za pozitivne vrednosti relativnih amplituda slobodnog oscilovanja, odnosno imao je suprotan smer od smera koji proizilazi iz zvezde k -tog reda grupe redova pobudnih momenata za negativne vrednosti relativnih amplituda slobodnog oscilovanja.

Ovako definisani virtuelni vektori relativnih amplituda slobodnog oscilovanja su za svaki oblik oscilovanja sabirani poštujući redosled 1-5-3-6-2-4, pri čemu treba imati u vidu da se u tom slučaju pod brojem 1 podrazumeva relativna amplituda prinudnog (tj. slobodnog) oscilovanja druge inercijalne mase EDTS sa devet inercijalnih masa, pod brojem 5 relativna amplituda prinudnog oscilovanja šeste inercijalne mase EDTS sa devet masa, i tako redom. Prva inercijalna masa EDTS sa devet inercijalnih masa uzima u obzir realan uticaj momenata inercije elemenata pogona pomoćnih uređaja ispitivanog motora (osim pumpe visokog pritiska), a tek sa sledećih šest inercijalnih masa (od druge do sedme) definisanim EDTS sa devet inercijalnih masa se uzima u obzir realan uticaj parova naspramnih cilindara, odnosno kolenastog vratila motora.

Vrednosti relativnih, zbirnih amplituda prinudnog oscilovanja su mogle biti određene mnogo jednostavnije, sračunavanjem preko jednačine (9.10), ali je grafički metod prikazan na slici 9.3 mnogo pogodniji da se stekne realan uvid o značaju praćenja

zajedničkog uticaja fazne pomerivosti k -tih harmonika pobudnih momenata i opšte forme prva tri oblika prinudnog oscilovanja na geometrijski zbir amplituda prinudnog oscilovanja, tj. na nivo torzionih oscilovanja kolenastog vratila.

Svaka od dobijenih relativnih, zbirnih amplituda prinudnog oscilovanja (slika 9.3) nosi u sebi informacije o stepenu realnih i potencijalnih opasnosti koje u pogledu torzionog oscilovanja kolenastog vratila izazivaju ili mogu izazvati pojedini harmonici pobudnih momenata, odnosno njima srazmerni harmonici tangencijalnih sila (slika 6.4), pri određenom obliku oscilovanja. Upravo prikazana slika 9.3, je razlog da se na ovom mestu napravi mala digresija u odnosu na osnovnu temu koja se obrađuje u ovoj tački, kako bi se izvršila detaljnija analiza prethodne, vrlo važne konstatacije. Krajnji rezultati te analize bi morali da daju celovitu sliku zašto se u nekim slučajevima harmonijskom analizom izmerenih ugaonih brzina kolenastog vratila moglo jasno uočiti rezonantno delovanje nekog od harmonika pobudnih momenata, odnosno njima srazmernih tangencijalnih sila (slika 6.4), a u nekima ne.

Prvi oblik oscilovanja

Harmonijskom analizom izmerenih ugaonih brzina ustanovljeno je da su u radnom području motora (od 1300 min^{-1} do 2000 min^{-1}) po prvom obliku oscilovanja u rezonanci $1\frac{1}{2}$., 2. i $2\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata na 1950 min^{-1} (slika 6.40), 1600 min^{-1} (slika 6.41) i 1300 min^{-1} (slika 6.42). Na osnovu vrednosti amplituda varijacija izmerenih ugaonih brzina (slike 6.40 i 6.90), a i kasnijom analizom dobijenih vrednosti strukturnog prigušenja u materijalu KV, nedvosmisleno je zaključeno da su po prvom obliku oscilovanja najveće amplitude torzionih oscilacija u KV, odnosno u celom sistemu, prisutne na brzinskom režimu 1950 min^{-1} kada je u rezonanci $1\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata. Upravo za taj slučaj je dobijena najveća vrednost relativne, zbirne amplitude prinudnog oscilovanja od 0,2415 (slika 9.3). Za rezonantni 2. harmonik pobudnih momenata (pri 1600 min^{-1}) vrednost zbirne amplitude prinudnog oscilovanja iznosi svega 0,0445, što je preko pet puta manje nego u prethodnom slučaju. U slučaju rezonantnog $2\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata (pri 1300 min^{-1}) vrednost zbirne amplitude prinudnog oscilovanja iznosi 0,092, što je preko 2,5 puta manje nego za rezonantni $1\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata, pa je sasvim jasno zašto je nivo torzionih oscilacija u ovom slučaju manje izražen nego kod rezonantnog $1\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata, iako su vrednosti amplituda pobudnih momenata jako bliske (slika 6.4). S obzirom na vrednosti amplituda motorskih harmonika pobudnih momenata $1\frac{1}{2}$., 2. i $2\frac{1}{2}$. (slika 6.4), kao izuzetno povoljnom treba smatrati činjenicu da je čvor oscilovanja po prvom obliku oscilovanja van kolenastog vratila, što je važna kvalitativna odlika primenjenog koncepta motorskog mehanizma kod ispitivanog motora.

$$n_{rez} = \frac{30 \cdot \omega_s}{k_{kr} \cdot \pi} \quad (9.11)$$

Na osnovu određene kružne frekvencije slobodnog oscilovanja sistema ($340,17 \text{ rad/s}$), preko jednačine (9.11) se može proceniti za koje brzinske režime bi po prvom obliku oscilovanja u rezonanci bili $\frac{1}{2}$., 1. i 3. motorski harmonik pobudnih momenata. To bi, redom, bili brzinski režimi 6496 min^{-1} , 3248 min^{-1} i 1082 min^{-1} , koji su daleko van radnog područja motora. Ostali harmonici pobudnih momenata bi po prvom obliku oscilovanja bili još dalje od radnog područja motora. Važno je primetiti da je vrednost relativne, zbirne amplitude prinudnog oscilovanja po prvom obliku oscilovanja za

potencijalno rezonantni 3. motorski harmonik pobudnih momenata čak 5,725. Brzinske režime oko 1082 min^{-1} bi svakako trebalo brzo prelaziti nakon startovanja i početnog zagrevanja motora na režimu praznog hoda (tj. dovođenja temperatura ulja i rashladne tečnosti na radni nivo). Brzinski režim praznog hoda ispitivanog motora je $850 - 900 \text{ min}^{-1}$ tako da postoji solidna rezerva do potencijalno kritičnih 1082 min^{-1} . Terminom „potencijalno kritičan“ se želi ukazati da se na režimima brojeva obrtaja ispod 1300 min^{-1} ispitivani motor ne forsira po opterećenju, pa se na brojevima obrtaja oko 1082 min^{-1} ne može očekivati velika vrednost amplituda 3. motorskog harmonika pobudnih momenata, koja je i na punom opterećenju dosta mala, što se jasno vidi sa slike 6.4. Na osnovu slike 6.4 bi se moglo zaključiti da je primenjenim konceptom motorskog mehanizma kod ispitivanog motora uspešno izbegnuta mogućnost da 3. motorski harmonik pobudnih momenata, kao jedan od osnovni–majorskih harmonika, izazove ozbiljnija napreznja u torzionom sistemu motor–kočnica, po sva tri ključna osnova: lokaciji čvora ocilovanja, brzinskom režimu pri kome bi taj harmonik bio rezonantan i vrednostima amplituda pobudnih momenata.

Drugi oblik oscilovanja

Za procenjenu opštu formu drugog oblika prinudnog oscilovanja najveća vrednost relativne, zbirne amplitude prinudnog oscilovanja od 3,222 je dobijana za minorske redove motorskih harmonika pobudnih momenata $7\frac{1}{2}$. i $10\frac{1}{2}$. (slika 9.3). Harmonijskom analizom varijacija izmerenih ugaonih brzina je zaključeno da je $7\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata u rezonanci pri 1900 min^{-1} (slika 6.45). Na ovom brzinskom režimu su dobijene vrednosti varijacija $7\frac{1}{2}$. motorskog harmonika izmerenih ugaonih brzina koje daleko prevazilaze varijacije ugaonih brzina nastale pod uticajem ostalih rezonantnih harmonika pobudnih momenata po drugom obliku oscilovanja, pa i $10\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata koji je u rezonanci pri broju obrtaja oko 1400 min^{-1} (slika 6.51). Ako se uporede vrednosti harmonika pobudnih momenata redova $7\frac{1}{2}$. i $10\frac{1}{2}$. (slika 6.4), dobiće se odgovor zašto je to tako.

Po drugom obliku prinudnog oscilovanja, sa stanovišta torzionih oscilacija, nepovoljan odnos opšte forme prinudnog oscilovanja i fazne pomerivosti pobudnih momenata je zabeležen i za motorske harmonike pobudnih momenata $9\frac{1}{2}$. i $12\frac{1}{2}$., kada je dobijena vrednost relativne, zbirne amplitude prinudnog oscilovanja od 1,111 (slika 9.3). Uticaj $9\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata koji je po drugom obliku oscilovanja u rezonanci na 1500 min^{-1} se jasno može uočiti kroz povišeni nivo varijacija ugaonih brzina (slika 6.49). S druge strane, $12\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata bi saglasno jednačini (9.11) mogao biti rezonantan tek na 1140 min^{-1} , što je ispod radnog područja motora. No, ako se pogleda dijagram amplituda pobudnih momenata (slika 6.4), može se zaključiti da bi na 1140 min^{-1} rezonantno dejstvo $12\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata bilo nižeg nivoa u odnosu na rezonantni $9\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata.

Ista vrednost relativne, zbirne amplitude prinudnog oscilovanja od 1,111 je dobijena za rezonantne $8\frac{1}{2}$. i $11\frac{1}{2}$. motorske harmonike pobudnih momenata (slika 9.3). Povišeni nivo varijacija $8\frac{1}{2}$. motorskih harmonika ugaonih brzina oko 1700 min^{-1} ukazuje da je na tom brzinskom režimu u rezonanci isti harmonik pobudnih momenata (slika 6.47). Taj nivo je ipak niži od nivoa kada je rezonantan $9\frac{1}{2}$. (slika 6.49), što je i logično pošto su amplitude $9\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata niže od amplitude $8\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata (slika 6.44). Motorski harmonik pobudnih

momenata reda $1\frac{1}{2}$. bi saglasno jednačini (9.11) bio u rezonanci na 1239 min^{-1} , dakle ispod radnog područja motora.

Za motorski harmonik pobudnih momenata reda 10. zbirna amplituda prinudnog oscilovanja iznosi svega 0,601 (slika 9.3). Ako se uzme u obzir da je amplituda pobudnih momenata 10. motorskog harmonika znatno manja od amplitude pobudnih momenata susednog, $9\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata (slika 6.4), jasno je zašto se preko dijagrama varijacija 10. motorskog harmonika izmerenih ugaonih brzina (slika 6.50) ne može jasno razaznati da je 10. motorski harmonik pobudnih momenata u rezonanci na brojevima obrtaja oko 1425 min^{-1} , na šta ukazuje jednačina (9.11).

Na kraju je ostao 11. motorski harmonik pobudnih momenata sa procenjenom zbirnom, relativnom amplitudom prinudnog oscilovanja od 0,2415 (slika 9.3). Sa identičnim objašnjenjem kao i u prethodnom slučaju, na osnovu dijagrama motorskih harmonika ugaonih brzina reda 11. prikazanog na slici 6.52, ne može se jasno razaznati da je 11. motorski harmonik pobudnih momenata u rezonanci na brojevima obrtaja oko 1300 min^{-1} , na šta ukazuje jednačina (9.11).

Kao jako povoljnu okolnost treba uzeti u obzir činjenicu da je nivo amplituda svih motorskih harmonika pobudnih momenata koji su rezonantni po drugom obliku oscilovanja (od reda $7\frac{1}{2}$. do reda 11.) znatno niži od nivoa amplituda motorskih harmonika pobudnih momenata koji su rezonantni po prvom obliku prinudnog oscilovanja, tj. od reda 1. do reda 2. (slika 6.4). Međutim, treba uzeti u obzir da se čvor oscilovanja po drugom obliku prinudnog oscilovanja nalazi između četvrtog i petog kolena kolenastog vratila (slika 9.2). Još tačnije bi bilo ako se kaže da je bliže četvrtom kolenu, a najverovatnije je baš na samom četvrtom kolenu KV. Ako se ima u vidu ta činjenica, može se zaključiti da je nivo torzionih oscilacija kolenastog vratila, a možda i celog oscilatornog sistema, po drugom obliku oscilovanja opasniji po samo kolenasto vratilo od prvog oblika oscilovanja. Prvi oblik oscilovanja ispitivanog sistema sa razlogom nosi naziv oblik oscilovanja motorske kočnice, pošto predstavlja veću opasnost da dođe do loma na nekom od spojničkih vratila iza kolenastog vratila na kome se nalazi čvor oscilovanja, nego na samom kolenastom vratilu.

I na samom kraju treba reći nešto i o 6. motorskom harmoniku pobudnih momenata, kao harmoniku koji spada u red osnovnih harmonika pobudnih momenata. Kako je kružna frekvencija po drugom obliku oscilovanja procenjena na $1492,71 \text{ rad/s}$, na osnovu jednačine (9.11) se može zaključiti da bi 6. motorski harmonik pobudnih momenata bio u rezonanci tek na brzinskim režimima oko 2375 min^{-1} , što je daleko iznad nominalnih 2000 min^{-1} . Zbirna amplituda prinudnog oscilovanja 6. motorskog harmonika pobudnih momenata po drugom obliku oscilovanja iznosi 1,331 (slika 9.3), što je za oko 2,4 puta manje nago u slučaju rezonantnog $7\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata. S druge strane, otprilike u istom odnosu je amplituda 6. motorskog harmonika pobudnih momenata veća od amplitude $7\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata (slika 6.4). To govori da čak i kada bi se proširilo radno područje motora izvan 2375 min^{-1} , i time omogućilo 6. motorskom harmoniku pobudnih momenata da uđe u rezonancu, ne bi trebalo očekivati veći nivo naprezanja izazvanih torzionim oscilacijama od nivoa koji je prisutan na 1900 min^{-1} , kada je u rezonanci $7\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata. Ovaj zaključak je jako bitan za dalji razvoj motora i njegovo eventualno forsiranje po broju obrtaja. S druge strane, ovaj zaključak govori koliko je bitna analiza

zajedničkog učinka opštih formi prinudnog oscilovanja, redova kojima pripadaju rezonantni harmonici pobudnih momenata i amplituda harmonika pobudnih momenata, na donošenje generalnog stava o realnim i potencijalnim opasnostima koje sa sobom nose, ili mogu nositi, pojedini harmonici pobudnih momenata.

Treći oblik oscilovanja

Kod trećeg oblika oscilovanja, sudeći po nivou amplituda rezonantnih pobudnih momenata, ne treba očekivati preterano velike amplitude prinudnih torzionih oscilacija. Međutim, treba imati u vidu sledeće:

- Kod ovog oblika oscilovanja su prisutna dva čvora oscilovanja na samom kolenastom vratilu motora. Prema slici 9.2, prvi čvor oscilovanja se nalazi između drugog i trećeg kolena KV (bliže drugom ili baš na njemu), a drugi između petog i šestog kolena KV.
- Zbog velike vrednosti sopstvene frekvencije oscilovanja (3073,97 rad/s), ovaj oblik oscilovanja se najčešće javlja u radnom području motora. Drugim rečima, postoji najveći broj obrtaja iz radnog područja motora kada se neki od harmonika pobudnih momenata nalazi u rezonanci po ovom obliku oscilovanja. S tim u vezi, ispostavilo se da se treći oblik oscilovanja vrlo često poklapa sa nekim od prva dva oblika oscilovanja, pojačavajući njihov negativan uticaj na opšti nivo torzionih oscilacija u ispitivanom oscilatornom sistemu.
- Kod ovog oblika oscilovanja, dobijaju se prosečno najveće zbirne amplitude prinudnog oscilovanja (slika 9.3), što znači da opšti oblik prinudnog torzionog oscilovanja po trećem obliku oscilovanja ima najnepovoljniju kombinaciju sa faznom razlikom pobudnih momenata, od sva tri analizirana oblika oscilovanja.

Sa slike 9.3 se može primetiti da se najveća vrednost zbirne, relativne amplitude prinudnog oscilovanja po trećem obliku oscilovanja od 3,674 dobija za rezonantne $16\frac{1}{2}$. i $19\frac{1}{2}$. harmonike prinudnih momenata, koji takođe spadaju u grupu minorskih harmonika. I dok se na osnovu analize varijacija izmerenih ugaonih brzina jasno može uočiti da je $16\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata u rezonanci na brojevima obrtaja oko 1800 min^{-1} (slika 6.63), informacija da je $19\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata rezonantan na broju obrtaja oko 1500 min^{-1} se ne može jasno razlučiti sa slike 6.69. Amplituda motorskog $19\frac{1}{2}$. harmonika prinudnih momenata je očigledno mnogo manja od amplitude $16\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata (slika 6.4), što objašnjava ovu pojavu.

Istovetna vrednost zbirne, relativne amplitude prinudnog oscilovanja po trećem obliku oscilovanja od 2,616 dobijena je za dve različite grupe redova rezonantnih harmonika pobudnih momenata (slika 9.3). S jedne strane istoj grupi pripadaju 16. i 19. harmonik pobudnih momenata, a sa druge strane to su 17. i 20. harmonik pobudnih momenata. Harmonijskom analizom izmerenih ugaonih brzina rezonantno delovanje 17. i 19. harmonika pobudnih momenata na 1750 min^{-1} (slika 6.64), odnosno 1550 min^{-1} (slika 6.68) se jasno uočava, što nije slučaj za 16. (slika 6.62) i 19. (slika 6.70) harmonik pobudnih momenata. Jedino se na osnovu jednačine (9.11) može proceniti da je 16. harmonik pobudnih momenata rezonantan na brojevima obrtaja oko 1834 min^{-1} , a 19. na brojevima obrtaja oko 1467 min^{-1} .

I motorski harmonici pobudnih momenata redova 15., 18. i 21. koji spadaju u grupu osnovnih, tj. majorskih harmonika, imaju dosta veliku vrednost zbirne, relativne amplitude prinudnog oscilovanja po trećem obliku oscilovanja od 1,021. Rezonantno

delovanje 15. motorskog harmonika pobudnih momenata na 1950 min^{-1} se jasno može identifikovati harmonijskom analizom izmerenih ugaonih brzina (slika 6.60). Međutim, to nije slučaj i za harmonike redova 18. (slika 6.66) i 21. (slika 6.72), za koje se tek primenom jednačine (9.11) može nedvosmisleno utvrditi da su rezonantni na brojevima obrtaja oko 1630 min^{-1} , odnosno 1360 min^{-1} .

Motorski harmonici pobudnih momenata redova $15\frac{1}{2}$. i $18\frac{1}{2}$. prema odgovarajućoj zvezdi k -tog reda pripadaju istoj, zajedničkoj grupi harmonika, dok redovi harmonika pobudnih momenata $17\frac{1}{2}$. i $20\frac{1}{2}$. pripadaju sasvim drugoj, zajedničkoj grupi harmonika pobudnih momenata. Svima njima je zajednička osobina da im je ista vrednost zbirnih, relativnih amplituda prinudnog oscilovanja, po ovom obliku oscilovanja, od 0,399 (slika 9.3). To je najniža zabeležena vrednost zbirne, relativne amplitude prinudnog oscilovanja kod trećeg oblika oscilovanja. Analizom izmerenih ugaonih brzina, samo za $17\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata se može nedvosmisleno utvrditi da je rezonantan pri 1700 min^{-1} . Takve informacije nisu jasno potvrđenje za motorske harmonike redova $15\frac{1}{2}$. (slika 6.61), $18\frac{1}{2}$. (slika 6.67) i $20\frac{1}{2}$. (slika 6.71). Presudnu ulogu da nabrojani motorski harmonici pobudnih momenata ne ostavljaju dublji trag na izmerene ugaone brzine, a samim tim i na nivo torzionih oscilacija u sistemu, treba tražiti u činjenici da su amplitude pobudnih momenata ovih motorskih harmonika jako male. Na osnovu jednačine (9.11) i utvrđene frekvencije slobodnog oscilovanja za ovaj oblik oscilovanja, može se zaključiti da je $15\frac{1}{2}$. harmonik pobudnih momenata u rezonanci pri brojevima obrtaja oko 1893 min^{-1} , $18\frac{1}{2}$. harmonik pobudnih momenata je u rezonanci pri brojevima obrtaja oko 1586 min^{-1} , dok je $20\frac{1}{2}$. harmonik pobudnih momenata u rezonanci pri brojevima obrtaja oko 1432 min^{-1} .

Dobijene vrednosti rezonantnih brojeva obrtaja ne treba smatrati apsolutno tačnim, pošto se ne može sa sigurnošću reći da su identifikovane kružne frekvencije sopstvenog oscilovanja apsolutno tačne. S druge strane, postavlja se pitanje da li sopstvene kružne frekvencije oscilovanja uopšte imaju konstantne vrednosti, bez obzira o kom obliku oscilovanja se radi. Iskustva autora ovog rada govore da bi bilo celishodnije uvesti termin srednja, ili očekivana vrednost sopstve frekvencije oscilovanja, što je u potpunoj saglasnosti sa iskustvima opisanim u referenci [4]. Na kraju, ovakav zaključak bi se mogao izvesti i iz teoretskog razmatranja jednostavnijih formi oscilovanja sa jednom masom (npr. fizičko klatno). Period oscilovanja, kod takvih formi oscilovanja, raste kako raste prigušenje. Samim tim frekvencija oscilovanja, kao recipročna veličina periodu oscilovanja, opada sa porastom prigušenja u oscilatornom sistemu. Nema ni jednog razloga da ova analogija ne važi i za složenije forme oscilovanja.

Treba zapaziti da su virtuelni vektori relativnih amplituda oscilovanja na slici 9.3 sabirani prema redosledu 1-5-3-6-2-4 koji proizilazi iz redosleda paljenja motora. Sasvim je jasno da bi neki drugi redosled paljenja motora povlačio sa sobom i sasvim drugačiji redosled sabiranja virtuelnih vektora relativnih amplituda oscilovanja. Pošto se, u slučaju promene redosleda paljenja motora, opšti oblik oscilovanja EDTS ne bi promenio, i virtuelni vektori relativnih amplituda oscilovanja bi po intenzitetu ostali nepromenjeni, ali bi se mogao promeniti njihov pravac i smer. Promenom redosleda paljenja dobile bi se sasvim drugačije zvezde k -tih redova od onih prikazanih na slici 9.3. Grafički metod dobijanja geometrijskih zbirova relativnih amplituda prinudnog oscilovanja prikazan na slici 9.3 bi mogao vrlo efikasno da posluži pri proceni koliko se nekim drugačijim redosledom paljenja motora može uticati na smanjenje opšteg nivoa torzionih oscilacija u sistemu. Inače, promena redosleda paljenja motora spada u grupu

mera koje se redovno razmatraju i vrlo često primenjuju u cilju rešavanja problema vezanih sa torzionim oscilovanjem KV motora.

Ovom analizom, na praktičnom primeru, eksplicitno je dokazano da se izmerene ugaone brzine na kolenastom vratilu motora, kao realan parametar oscilatornog sistema, mogu iskoristiti kao izuzetno moćan alat za analizu kompleksnih, uzajamno zavisnih problema torzionog oscilovanja, kako na samom kolenastom vratilu, tako i celom u oscilatornom sistemu.

Mora se skrenuti pažnja na još jedan važan zaključak koji se nadovezuje na prethodno izvršenu analizu i informacije sadržane na slici 9.3, pre nego što se vrati na osnovnu temu ove tačke. U okviru tačke 5.4 prikazana je procedura približne procene strukturnog prigušenja u materijalu kolenastog vratila pri uslovima rezonance. Ova procena se mora svrstati u kategoriju poluempirijskih, iako se većim delom bazira na zakonitostima koje proizilaze iz teoretskog proučavanja otpornosti materijala. Pri proceni strukturnog prigušenja, po predloženoj proceduri, za razmatrani rezonantni režim rada, uzimaju se u obzir sledeći uticajni faktori na strukturno prigušenje:

- dinamički faktor pojačavanja kao funkcija vrste čelika od kojeg je izrađeno kolenasto vratilo,
- torziona krutost elementa oscilatornog sistema na kome se nalazi čvor oscilovanja,
- vrednost sopstvene frekvencije oscilovanja pri kojoj je neki od motorskih harmonika pobudnog momenta u rezonanci,
- amplituda rezonantnog motorskog harmonika pobudnog momenta, i
- poprečni presek elementa oscilatornog sistema na kome se nalazi čvor oscilovanja.

Razmatraju se, dakle, svi uticajni faktori na vrednost strukturnog prigušenja u materijalu, osim jednog, a to je opšti nivo torzionih oscilacija u sistemu. Pod opštim nivoom torzionih oscilacija u sistemu se misli na međusobni odnos opšte forme oscilovanja i fazne razlike između harmonika pobudnih momenata pri nekom rezonantnom režimu, a to je upravo ono što je na konkretnom slučaju opisano slikom 9.3. Uvođenjem neke vrste korekcije kojom bi se uzeo u obzir i ovaj faktor, svakao bi se povećala tačnost procenjenog strukturnog prigušenja u materijalu, po ovoj i sličnim procedurama. Postavlja se pitanje da li je takva korekcija uopšte moguća, s obzirom na prirodu problema. Mnogo tačnije vrednosti strukturnog prigušenja u materijalu kolenastog vratila se mogu dobiti eksperimentalnim putem ili nakon identifikacije parametara matematičkog modela dinamičkog ponašanja datog oscilatornog sistema, što je u ovom radu i prikazano (videti sliku 8.30). Eksperimentalne metode određivanja strukturnog prigušenja nisu uopšte jednostavne i jeftine. S druge strane, eksperimentalne metode se izvode pod uslovima koji u manjoj ili većoj meri moraju odstupati od realnih uslova pri eksploataciji motora, pa i za tako određeno strukturno prigušenje se ne može reći da je procenjeno tačno. Za matematičko modeliranje se ne može reći da je jednostavno i jeftino, ali ako se uspe da se matematički model dovoljno tačno približi realnom oscilatornom sistemu, do informacija o strukturnom prigušenju u materijalu kolenastog vratila se dolazi čak i ako nije planirano kao primarni cilj.

Iz ovoga bi trebalo da bude jasno, zašto se informacije o strukturnom prigušenju u materijalu kolenastog vratila smatraju izuzetno dragocanim. Poznato je da suprostavljanje ili prigušenje prinudnih torzionih oscilacija nastaje usled dejstva

momenata trenja različitog vida (tačka 5.3), momenata elastičnog histerezisa tj. strukturnog prigušenje u materijalu (tačka 5.4), udara u zazorima, a u posebnim slučajevima i od momenata suprostavljanja generisanih u prigušivačima torzionih oscilacija, ako su oni postavljeni na motor. Pouzdanost, tačnost i upotrebljivost čitavog proračuna torzionih oscilacija nekog oscilatornih sistema, primarno zavisi od pravilno određenih koeficijenata prigušenja.

Kao osnov za procenu potencijalne opasnosti, na nekom od rezonantnih režima rada motora, uzima se vrednost dopunskog naprezanja na uvijanje, koja se izračunava iz jednačine:

$$\tau = \frac{c_i \cdot \Delta\vartheta_{max}}{W_o} \quad (9.12)$$

gde je c_i [Nm/rad] torziona krutost (redukovana) i -tog elementa na kome se nalazi čvor oscilovanja, $\Delta\vartheta_{max}$ [rad] maksimalna amplituda torzionog oscilovanja oko posmatranog čvora oscilovanja i W_o [m³] polarni otporni moment računat za poprečni prasek na kome se nalazi čvor oscilovanja.

Polarni otporni moment poprečnog preseka izračunava se po jednačini [22]:

$$W_o = \frac{(D_o^4 - d_o^4) \cdot \pi}{16 \cdot D_o} \quad (9.13)$$

Ovde je D_o [m] spoljašnji prečnik oslonačkog rukavca, a d_o [m] unutrašnji prečnik oslonačkog rukavca (za šuplja kolenasta vratila), odnosno to su i dimenzije poprečnog preseka virtuelnih vratila EDTS za koja se usvaja da nemaju masu. Za ovakav pristup izračunavanja polarnog otpornog momenta u „kritičnom preseku“ bi se moglo reći da nije baš najkorektniji, pošto čvor oscilovanja ne mora da se nalazi baš na oslonačkom rukavcu kolenastog vratila. Odavno je poznato [10, 26, 27, 65] da se lomovi kolenastih vratila izazvani torzionim oscilacijama, najčešće dešavaju na ramenima kolenastog vratila i na radijusima prelaza sa ramena na rukavace, gde su najveće koncentracije napona. Za tako složne geometrijske oblike, kao što su ramena kolenastog vratila, obrazci za izračunavanje polarnih otpornih momenata (bolje rečeno dopunskih naprezanja na uvijanje), ni približno nisu jednostavni kao jednačina (9.13). Međutim, uzimanjem u obzir ovakvih detalja, proračun dopunskih naprezanja izazvanih torzionim oscilacijama bi bio dosta komplikovaniji. S druge strane, usvajanjem jedinstvenog principa stvaraju se uslovi jednoobraznosti i uporedivosti vrednosti dopunskih naprezanja dobijenih proračunima prema jednačini (9.12) za različite vrste motora.

Iza, na prvi pogled jednostavnog izraza (9.12), krije se vrlo složena procedura određivanja maksimalne amplitude torzionog oscilovanja oko posmatranog čvora oscilovanja— $\Delta\vartheta_{max}$, mada se ni za torziju krutost— c_i ne može reći da je parametar do koga se dolazi lako.

Tradicionalni pristup u određivanju maksimalne amplitude torzionog oscilovanja, oko posmatranog čvora oscilovanja, se zasnivao na pokušaju da se proceni moment suprostavljanja prinudnom oscilovanju (moment prigušenja). Pri tome se za izračunavanje momenta prigušenja i -tog segmenta kolenastog vratila (M_{vi}) kretalo od jednačine [6]:

$$M_{vi} = v_i \cdot \frac{d\vartheta_{ki}}{dt} \quad (9.14)$$

Ovde je v_i [Nms/rad] ukupni koeficijent prigušenja i -tog odsečka kolenastog vratila, dok $\frac{d\vartheta_{ki}}{dt}$ [rad/s] predstavlja brzinu oscilovanja i -tog odsečka kolenastog vratila pod dejstvom k -tog harmonika pobudnih momenata. O problematičnosti i više različitih pristupa pri proceni ukupnog koeficijenta prigušenja v_i diskutovano je u tački 5.1. Elementarni rad momenta prigušenja se određuje kao proizvod momenta prigušenja, brzine oscilovanja i priraštaja ugla torzionog oscilovanja [6]:

$$dA_{vi} = M_{vi} \cdot d\vartheta_{ki} = v_i \cdot \frac{d\vartheta_{ki}}{dt} \cdot d\vartheta_{ki} \quad (9.15)$$

Na osnovu jednačina (9.2), priraštaj ugla oscilovanja $d\vartheta_{ki}$ se može izraziti kao [6]:

$$d\vartheta_{ki} = k \cdot a_{ip} \cdot \omega_p \cdot \sin(k\omega_p t - \gamma_k) \quad (9.16)$$

Ako se potraži izvršeni rad momenta prigušenja na i -tom segmentu kolenastog vratila za jedan period oscilacija [6]:

$$A_{vi} = \int_0^{2\pi/k\omega_p} dA_{vi} \cdot dt \quad (9.17)$$

i dA_{vi} se zameni izrazom datim jednačinom (9.15), rešavanjem određenog integrala na desnoj strani jednačine (9.17), rad koji moment prigušenja izvrši za jednu oscilaciju na i -tom kolenu će biti [6]:

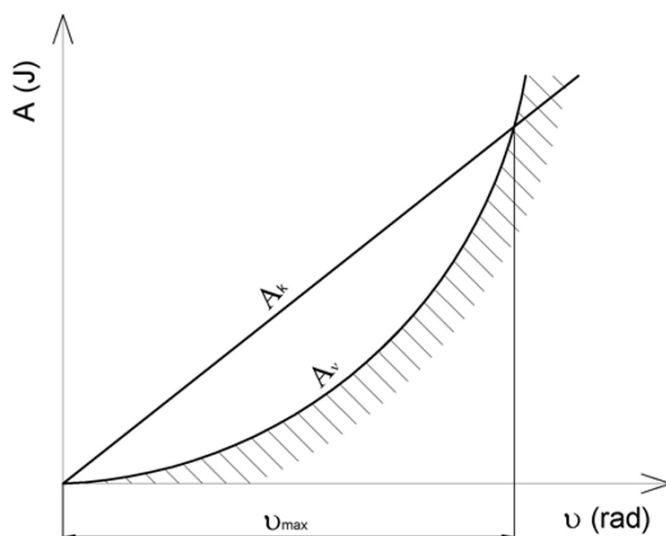
$$A_{vi} = \pi \cdot v_i \cdot k \cdot \omega_p \cdot a_{ip}^2 \quad (9.18)$$

Momenati prigušenja deluju na sve mase na koje deluju i prinudni momenti, pa se rad svih momenata prigušenja za jedan period oscilovanja može dobiti iz jednačine [6]:

$$A_v = \sum A_{vi} \quad (9.19)$$

Pošto je pri rezonanci $k \cdot \omega_p = \omega_s$, a ukupni koeficijent prigušenja je približno isti za sve segmente kolenastog vratila ($v_i = v$), može se reći da je ukupni rad momenata prigušenja za jedan period oscilovanja pri rezonanci [6]:

$$A_v = \pi \cdot v \cdot \omega_s \cdot \sum a_{ip}^2 \quad (9.20)$$



Slika 9.4 – Rad koji se saopštava sistemu rezonantnim harmonikom pobudnih momenata i rad momenata prigušenja u zavisnosti od amplitude prinudnog oscilovanja

Prilikom rezonantnog torzionog oscilovanja kolenastog vratila motora, u realnim uslovima, amplituda prinudnog, prigušenog oscilovanja će za jedan period oscilovanja rasti sve dok se ne uspostavi ravnoteža energije saopštene sistemu rezonantnim harmonikom prinudnog oscilovanja– A_k , jednačina (9.9), i energije koja se ulaže za prigušenje tog rezonantnog oscilovanja– A_v , jednačina (9.20). Kako se amplituda torzionog oscilovanja povećava, to više rastu otpori oscilovanju, jer se usled povećanja amplitude oscilovanja ϑ_{ki} povećava i brzina oscilovanja $\frac{d\vartheta_{ki}}{dt}$. Rad momenata prigušenja je funkcija kvadrata amplitude oscilovanja–jednačina (9.20), dok je rad koji se sistemu saopšti rezonantnim harmonikom pobudnih momenata srazmeran prvom stepenu amplitude oscilovanja–jednačina (9.9). Na slici 9.4 je u funkciji amplitude oscilovanja ϑ prikazana uzajamna zavisnosti rada rezonantnih harmonika pobudnih momenata i rada momenata prigušenja. Maksimalna amplituda oscilovanja– $\Delta\vartheta_{max}$ se dobija u tački preseka krivih A_k i A_v , odnosno izjednačavanjem desnih strana jednačina (9.9) i (9.20) [6]:

$$\pi \cdot M_k^a \cdot \overrightarrow{\Sigma a_{ip}^s} = \pi \cdot v \cdot \omega_s \cdot \Sigma (a_{ip}^s)^2 \quad (9.21)$$

U jednačini (9.21) su umesto relativnih amplituda oscilovanja a_{ip} uvedene stvarne amplitude oscilovanja a_{ip}^s . Stvarne amplitude oscilovanja se mogu izraziti preko relativne i stvarne amplitude oscilovanja prve mase na koju deluje prinudni moment [6]:

$$a_{ip}^s = a_{ip} \cdot \frac{a_{1p}^s}{a_{1p}} \quad (9.22)$$

Sada se iz jednačina (9.21) i (9.22) može dobiti jednačina stvarne amplitude prinudnog, rezonantnog, prigušenog, oscilovanja prve mase na koju deluje pobudni moment [6]:

$$a_{1p}^s = \frac{a_{1p} \cdot M_k^a \cdot \overrightarrow{\Sigma a_{ip}}}{v \cdot \omega_s \cdot \Sigma (a_{ip})^2} \quad (9.23)$$

Stvarne amplitude prinudnog, rezonantnog, prigušenog, oscilovanja ostalih masa sistema se mogu dobiti putem jednačine (9.22). Treba imati u vidu da je ovde uveden princip po kome su relativne amplitude prinudnog (a_{ip}) i slobodnog (a_i) oscilovanja u stvari identične, tj. i jednom i u drugom slučaju se usvaja da je amplituda oscilovanja prve mase jednaka jedinici. Relativne amplitude oscilovanja ostalih masa EDTS su srazmerne relativnoj amplitudi oscilovanja prve mase oscilatornog sistema.

Jednačine (9.22) i (9.23) upućuju na samu suštinu problema prinudnog, rezonantnog, prigušenog, oscilovanja, odnosno govore da stvarne amplitude oscilovanja pri rezonanci zavise od:

- amplituda harmonika rezonantnih momenata,
- ukupnog prigušenja u sistemu,
- frekvencije slobodnog (tj. prinudnog) oscilovanja pri rezonanci,
- opšte forme slobodnog oscilovanja za koju se može reći da proizilazi iz same strukture oscilatornog sistema, i
- fazne razlike između harmonika rezonantnih, pobudnih momenata koji deluju na pojedine mase oscilatornog sistema.

Vrednost maksimalne amplitude rezonantnog oscilovanja u čvoru oscilovanja– $\Delta\vartheta_{max}$ se sada može odrediti iz jednačine:

$$\Delta\vartheta_{max} = a_{1p}^s \cdot (a_{ip} - a_{(i+1)p}) \quad (9.24)$$

a samim tim i vrednost dopunskog napreznja na uvijanje– τ prema jednačini:

$$\tau = \frac{c_i \cdot a_{1p}^s \cdot (a_{ip} - a_{(i+1)p})}{W_o} \quad (9.25)$$

Postoji čitav niz empirijskih formula kojim se propisuju maksimalno dozvoljene vrednosti dopunskog napreznja na uvijanje τ , pri rezonanci. Ovi propisi se prvenstveno odnose na motore koji se eksploatišu u stacionarnim uslovima, npr. brodske motore i motore namenjene pokretanju generatora električne struje. Opšte karakteristike stacionarnih motora su veliki gabariti kolenastih vratila, rad na visokim opterećenjima i zahtev za pouzdanim radom, s obzirom na namenu ovih motora. Veliki gabariti kolenastih vratila i uniforman rad na visokim opterećenjima su faktori koji utiču da kod stacionarnih motora problemi izazvani torzionim oscilacijam kolenastog vratila budu izraženiji nego kod ostalih, nestacionarnih motora.

Za kolenasta vratila brodskih motora, maksimalno dozvoljene vrednosti dopunskog napreznja propisuje svako registrovano udruženje za sebe. Tako npr. imamo, s jedne strane, formule koje propisuje Ruska mornarica, a sa druge strane, formule koje propisuje Vojni standar mornarice SAD. Udruženje Lojd (Lloyd's Register off Shipping), na primer, usvojilo je sledeće opšte kriterijume [5]:

$$\text{za } \frac{n}{n_{nom}} \leq 1 \quad \tau_{doz} = (30,67 - 19,21 \cdot D_{min}) \cdot (1,27 - 0,27) \cdot \frac{n}{n_{nom}} \quad (9.26)$$

$$\text{za } 1 > \frac{n}{n_{nom}} \geq 1,6 \quad \tau_{doz} = \left(5,5 \cdot \frac{n}{n_{nom}} - 4,5\right) \cdot (30,67 - 19,21 \cdot D_{min}) \quad (9.27)$$

Oznaka D_{min} [m] se odnosi na najmanji prečnik na kolenastom vratilu. Srednja vrednost maksimalno dozvoljenog dopunskog napreznja, računato po bilo kojoj od usvojenih kriterijuma, kreću se između 30 i 40 MPa [5].

Za opisani način procene vrednosti maksimalne amplitude rezonantnog torzionog oscilovanja $\Delta\vartheta_{max}$ se može reći da spada u metode starije generacije. To se najbolje vidi iz činjenice da se prigušenje u sistemu procenjuje na osnovu ukupnog koeficijenta prigušenja– ν . Metoda je detaljnije opisana pošto se na slikovit način može steći kompletnija slika o kompleksnosti problema torzionog oscilovanja.

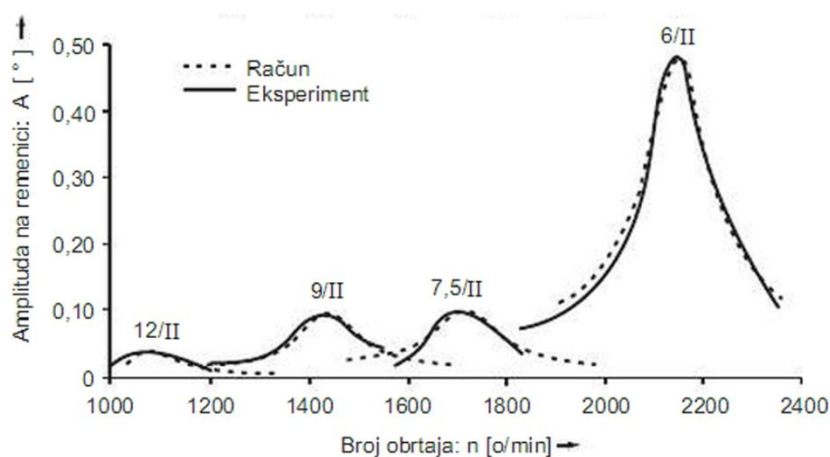
Pored ovog načina procene vrednosti maksimalnih amplituda rezonantnog oscilovanja, naglim razvojem računarske tehnike i fleksibilnih softvera kao sastavnih delova komercijalnih programskih paketa (npr. MatLab), široku primenu su našle i dve nove metode [5]:

1) Metoda kod koje se izračunavaju amplitude oscilovanja pojedinih masa EDTS rešavanjem diferencijalnih jednačina torzionog oscilovanja sistema. U tom slučaju se koristi sistem jednačina (3.71), odnosno matrična jednačina (3.72). U sistemu jednačina (3.71) koje važe za sve odsečake kolenastog vratila (tj. inercijalnih masa EDTS), pobudni momenti se predpostavljaju kao harmonijske funkcije, pa su i rešenja sistema, $\vartheta_i(t)$, harmonijske funkcije. Tokom rešavanja, sistem od n diferencijalnih jednačina se prevodi u sistem od $2n$ algebarskih jednačina. Novi sistem od $2n$ algebarskih jednačina se naziva i transfer matrica. Transfer matrice se mogu koristiti i pri određivanju sopstvenih frekvencija oscilovanja torzionog sistema na principu koji je prvi postavio Holcer, što je jasno, detaljno i praktično objašnjeno u referenci [3]. Krajnje rešenje transfer matrica se dobija numerički,

najčešće Gausovim (Gauss) postupkom eliminacije. Na pomenutoj metodi su bazirane i tehnike merenja torzionih oscilacija, a razvijeni su i mnogi kriterijumi za ocenu opasnosti od torzionih oscilacija [5]. Ova metoda ima prednost u odnosu na prethodno opisan tradicionalni postupak i krajnju jednačinu (9.24), po pitanju greške pri određivanju stvarnih maksimalnih amplituda pri rezonantnom oscilovanju. Greška je manja zato što se razlaganjem pobude i uglova uvijanja na harmonijske funkcije, uzimaju u obzir rezonantni harmonici pobudnih momenata, ali se i delovanje ostalih, nerezonantnih harmonika pobudnih momenata ne zanemaruje.

2) Metoda na bazi koje je razvijen matematički model u sklopu ovog rada, kod koje se direktno rešava sistem jednačina oscilatornog sistema, nehomogenog diferencijalnog tipa, gde se kolenasto vratilo posmatra kao elastično telo. Matematički model se bazira na proceni uglova obrtanja pojedinih masa EDTS, pa važi matična jednačina (3.16).

I jednu i drugu metodu karakteriše relativno velika tačnost, pošto matične diferencijalne jednačine (3.16) i (3.72) direktno potiču od Lagranž –Delamberovih ovih jednačina druge vrste, gde se transformacije energija usled kretanja (kinetičke, potencijalne i energije prigušenja) analiziraju u svom izvornom fizičkom značenju.



Slika 9.5 – Amplitude oscilovanja na remenici kod linijskog dizel-motora sa šest cilindara bez prigušivača torzionih oscilacija [5]

Tačnije određivanje stvarnih amplituda prinudnog oscilovanja se može izvršiti eksperimenatalno. Pri tome se kao reper uzima slobodan kraj kolenastog vratila, čije amplitude uvijanja se relativno lako mogu meriti torziografima različitih principa rada: mehaničkim, električnim, optičkim, itd. Smatra se da je postignuto dobro poklapanje rezultata, ako je razlika proračunatih i izmerenih vrednosti maksimalnih amplituda oscilovanja manja od 5% [6]. Ako se dobiju veće razlike, kao osnov za proračun se uzimaju vrednosti maksimalnih amplituda oscilovanja dobijene na osnovu eksperimenta. U ovom radu je praćeno relativno uvijanje kolenastog vratila, na osnovu dva davača položaja smeštena na samim krajevima kolenastog vratila. Pored toga što pruža korisne informacije o nivou torzionih oscilacija u sistemu, ovaj parametar je omogućio da se rekonstruiše realno dešavanje u sistemu na rezonantnom broju obrtaja 1950 min^{-1} , kao i za potvrdu validnosti postupka merenja i izračunavanja ugaonih brzina kolenastog vratila (slika 2.16) za ciljeve ovog rada.

Krajnji rezultat proračuna amplituda prinudnog oscilovanja su dijagrami stvarnih (i dozvoljenih) dopunskih napona uvijanja u zavisnosti od broja obrtaja, tj. rezonantni dijagrami. Dobijanje rezonantnih dijagrama nije ni malo jednostavan proces, pošto se moraju pratiti maksimalne amplitude oscilovanja i za brzinske režime bliske rezonantnim brojevima obrtaja, kako bi se procenilo šire područje delovanja rezonantnog harmonika pobudnih momenata. Rezonantni dijagram gde je dobijeno dobro poklapanje rezultata proračuna i eksperimentalnih rezultata, za jedan linijski, dizel-motor sa šest cilindara i bez prigušivača torzionih oscilacija, prikazan je na slici 9.5. Očigledno je da su za ovaj motor, kod drugog oblika oscilovanja, najveće amplitude oscilovanja onda kada su u rezonanci harmonici pobudnih momenata redova 6., 9. i 12., koji u ovom slučaju spadaju u red osnovnih harmonika. Kao i u primeru oscilatornog sistema koji je analiziran u ovom radu, njima se pridružio i minorski $7\frac{1}{2}$. motorski harmonik pobudnih momenata, kao rezultat nepovoljnog odnosa zvezde odgovarajućeg k -tog reda i opšte forme drugog oblika prinudnog (tj. sopstvenog) oscilovanja.

Matematički model razvijen u ovom radu omogućava da se proračun dopunskih naprežanja na uvijanje za konkretan oscilatorni sistem izvrši na bazi jednostavne jednačine (9.12). Neophodne informacije za izvođenje takvog proračuna su sadržane ili se mogu dobiti iz optimiziranog matematičkog modela (torzione krutosti elemenata na kojim su identifikovani čvorovi oscilovanja- c_i i maksimalne amplitude torzionog oscilovanja inercijalnih masa koje se nalaze neposredno oko identifikovanih čvorova oscilovanja- $\Delta\vartheta_{max}$), čime je izbegnut složen i nedovoljno pouzdan tradicionalni postupak proračuna.

9.2 Proračun dopunskih naprežanja na uvijanje pri rezonantnim režimima rada za konkretan oscilatorni sistem

Kao osnov za proračun dopunskih naprežanja na uvijanje pri rezonantnim režimima rada, poslužiće identifikovani EDTS sa sedam inercijalnih masa (slika 8.25 i tabela 8.3) za koji je postavljen i optimiziran razvijen matematički model. Slika 9.2, gde je u osnovi EDTS sa devet inercijalnih masa, poslužiće samo da se stekne vizuelni uvid o lokacijama čvorova oscilovanja. Ako pretpostavimo da je EDTS sa sedam inercijalnih masa relativno tačno procenjen i da je razvijen matematički model validan, onda se mogu i proceniti maksimalne amplitude torzionog oscilovanja za rezonantne režime rada motora.

Kod prvog oblika oscilovanja, čvor oscilovanja je van kolenastog vratila, dakle nalazi se negde između šeste i sedme inercijalne mase EDTS sa sedam inercijalnih masa. Međutim, i po ostala dva oblika oscilovanja čvorovi oscilovanja se nalaze u delu oscilatornog sistema iza kolenastog vratila. To znači da je deo oscilatornog sistema iza kolenastog vratila izložen stalnom dodatnom naprežanju na uvijanje tokom rada motora, a ovaj deo proračuna treba da ukaže koliko su ta naprežanja potencijalno opasna za taj deo dinamičko-oscilatornog sistema, ali ne i za samo kolenasto vratilo.

Relativno uvijanje između šeste i sedme inercijalne mase na rezonantnim brzinskim režimima po prvom obliku oscilovanja 1300 min^{-1} , 1600 min^{-1} i 1950 min^{-1} u funkciji ugla obrtanja prve inercijalne mase EDTS već je prikazano na slici 8.39 a. Ono što se vidi na slici 8.39 a je u najmanju ruku zabrinjavajuće. Izračunate vrednosti maksimalnih amplituda oscilovanja za rezonantne brojeve obrtaja po ovom obliku oscilovanja su:

- za 1300 min^{-1} 5,39 stepeni,
- za 1600 min^{-1} 4,38 stepeni,

- za 1950 min⁻¹ 7,24 stepeni

Ako se primeni jednačina (9.12), pri čemu se za vrednost torziona krutosti uzima identifikovana vrednost za taj deo EDTS (97434,23 N·m/rad), a polarni otporni moment izračunava za poprečni presek virtuelnih vratila EDTS koji je identičan poprečnom preseku oslonačkih rukavaca kolenastog vratila ($1,473020 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$), dobijaju se sledeće vrednosti dopunskog napreznja usled uvijanja:

- za 1300 min⁻¹ 62,25 MPa,
- za 1600 min⁻¹ 50,56 MPa, i
- za 1950 min⁻¹ 83,58 MPa.

Dakle, dobijene vrednosti su iznad uobičajenih vrednosti za maksimalno dozvoljeno dopunsko napreznja, koje se, kako je već rečeno, kreću između 30 i 40 MPa. Za ostale brzinske režime se dobijaju vrednosti koje su ispod prethodno izračunate najmanje vrednosti (50,56 MPa). Trajan rad ispitivanog oscilatornog sistema na ovim brojevima obrtaja, a posebno na 1950 min⁻¹, neizbežno bi se odrazio na zamor materijala elementa na kome se nalazi čvor oscilovanja po ovom obliku oscilovanja. Slučajevi lomova u zonama van kolenastog vratila su zabeleženi u praksi, tokom dugotrajnih ispitivanja motora iz familije motora kojoj pripada i ispitivani motor, na probnom stolu. Kao posebno kritična mesta pokazalo se vitko vratilo ožlebljeno sa obe strane (slika 7.12), i prirubnica kardanskog vratila prema kočnici.

Po drugom obliku oscilovanja jedan čvor oscilovanja je na kolenastom vratilu motora, čija lokacija je između četvrtog i petog kolena KV (slika 9.2). Harmonijskom analizom izmerene ugaone brzine identifikovani su brzinski režimi na kojima se, po drugom obliku oscilovanja, javlja rezonanca. Relativno uvijanje između četvrte i pete inercijalne mase EDTS, po drugom obliku oscilovanja, na potencijalno kritičnim rezonantnim brzinskim režimima, u funkciji ugla obrtanja prve inercijalne mase EDTS, prikazano je na slici 9.6. Podebljanom crnom linijom je istaknut tok krive relativnog uvijanja između četvrte i pete inercijalne mase EDTS na najkritičnijem brzinskom režimu po drugom obliku oscilovanja 1900 min⁻¹, kada je u rezonanci 7½. minorski harmonik pobudnih momenata.

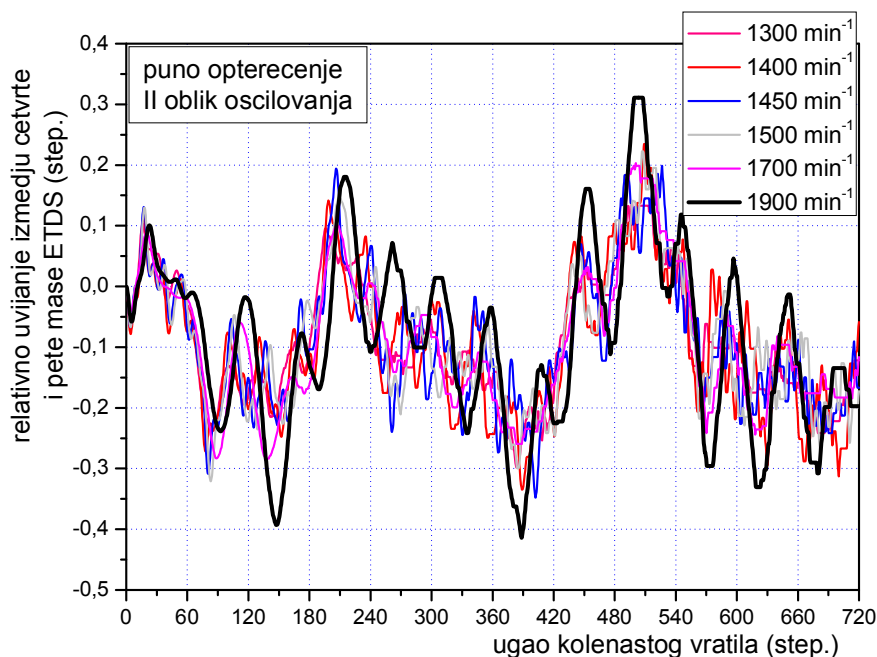
Izračunate vrednosti maksimalnih amplituda oscilovanja po drugom obliku oscilovanja za rezonantne brojeve obrtaja su:

- za 1300 min⁻¹ 0,43 stepeni,
- za 1400 min⁻¹ 0,57 stepeni,
- za 1450 min⁻¹ 0,55 stepeni
- za 1500 min⁻¹ 0,54 stepeni,
- za 1700 min⁻¹ 0,49 stepeni,
- za 1900 min⁻¹ 0,72 stepeni.

Na osnovu jednačine (9.12), sa vrednošću identifikovane torziona krutosti za taj deo EDTS od 1981310 N·m/rad i polarni otporni moment izračunat kao i u prethodnom slučaju ($1,473020 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$), dobijena su sledeća dopunska napreznja usled uvijanja:

- za 1300 min⁻¹ 100,95 MPa,
- za 1400 min⁻¹ 133,81 MPa,
- za 1450 min⁻¹ 129,12 MPa
- za 1500 min⁻¹ 126,77 MPa,
- za 1700 min⁻¹ 115,03 MPa,

– za 1900 min^{-1} 169,03 MPa.



Slika 9.6 – Relativno uvijanje između četvrte i pete inercijalne mase EDTS sa sedam masa pri rezonanci

Kao što se vidi, dobijene vrednosti dopunskih napreznja usled uvijanja, po drugom obliku oscilovanja, su od 2,5 do 4,2 puta veće od najveće propisane, maksimalno dozvoljene vrednosti (40 MPa). Ovaj deo proračuna ukazuje da su ta napreznja potencijalno vrlo opasna za samo kolenasto vratilo, pa čak i da je načinjena ozbiljnija greška u proceni maksimalnih amplituda oscilovanja reda 50% i više procenata, što je malo verovatno.

Treći oblik oscilovanja je, faktički, prisutan na celom radnom području motora, pojačavajući negativan uticaj daleko intenzivnijih prvog i drugog oblika oscilovanja. Taj negativan uticaj je uključen u prethodne proračune preko procenjenih maksimalnih amplituda oscilovanja na koje, svakako, utiče i treći oblik oscilovanja.

Dobijene vrednosti dopunskih napona uvijanja na kolenastom vratilu usled rezonantnih torzionih oscilacija su još više zabrinjavajuće nego za čvorove oscilovanja van kolenastog vratila. O apsolutnoj tačnosti proračunatih maksimalnih amplituda torzionih oscilacija se ne može govoriti, ali red veličina sasvim sigurno odgovara redu veličina realnog oscilatornog sistema. Međutim, u realnim uslovima eksploatacije, lomovi kolenastog vratila familije motora kojoj pripada ispitivani motor, a koja ne poseduju zamajac, su vrlo retka pojava. U faktore koji primarno utiču na ovu činjenicu, a nisu recimo sadržani u preporučenim jednačinama (9.26) i (9.27) udruženja Lojd, treba ubrojiti sledeće:

– Izbor vrste čelika od kojeg je kolenasto vratilo izrađeno, bolje rečeno izbor i procentualni udeo legirajućih elemenata. Podaci o hemijskom sastavu upotrebljenog čelika oznake 18H2N4MA (po GOST-u) su dati u tabeli 9.2. Očigledno je da se radi o visoko-legiranom nerđajućem čeliku (visok procenat hroma–Cr i nikla–Ni), velike tvrdoće (visok procenat volframa–W i molibdena–Mo) i elastičnosti (visok procenat

volframa–W). Dodavanjem mangana–Mn obezbeđuje se stabilnost mehaničkih karakteristika sa povećanjem temperature kolenastog vratila. Od ostalih legirajućih elemenata u značajnom procentu su prisutni: silicijum–Si, fosfor–P, sumpor–S i bakar–Cu. Svaki od ovih legirajućih elemenata ima ulogu da popravi mehaničke osobine kolenastog vratila izloženog neubičajeno velikim napreznjima na uvijanje.

Tabela 9.2 - Hemijski sastav materijala kolenastog vratila (sadržaj elemenata, % mase)

C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	V	Al	P	S	Cu	W
0.14-0.20	0.17-0.37	0.25-0.55	1.35-1.65	4.00-4.40	0.30-0.40	-	-	0.015	0.025	0.30	0.80-1.20

– Postoji jasna „receptura“ naknadne termičke obrade kolenastog vratila izrađenog od čelika oznake 18H2N4MA, koja egzaktno propisuje dvostepeno kaljenje (kao grejno sredstvo se koristi vazduh) i otpuštanje (kao rashladno sredstvo se koristi voda), da bi se dobile zahtevane mehaničke karakteristike. Podaci o režimima termičke obrade i zahtevane mehaničke osobine materijala kolenastog vratila se nalaze u tabeli 9.3.

Tabela 9.3 - Režimi termičke obrade i mehaničke osobine materijala kolenastog vratila

Kaljenje			Popuštanje		R _{p0.2}	R _m	A	Z	KU
Temperatura °C			Temp. °C	Sredstvo za hlad.	N/mm ²	N/mm ²	%	%	%
1.Kaljenje	2.Kaljenje	Sredstvo	170	vazduh	najmanje				
950	850	vazduh			835	1130	11	50	94

– Površine kolenastog vratila (kao i klipnjača), su izuzetno glatke. Mehanička obrada otkovaka kolenastog vratila se vrši na specijalizovanim obradnim centrima, gde se postiže površinska hrapavost oslonačkih i letećih rukavaca reda $Ra_{max} = 0,16 \mu\text{m}$, a spoljašnjih radijusa $Ra_{max} = 2 \mu\text{m}$, čime se koncentracija napona na spoljašnjim površinama kolenastog vratila svodi na najmanju moguću meru. Za unutrašnje šupljine kolenastog vratila propisana je maksimalna hrapavost od $2,5 \mu\text{m}$.

– Činjenica da postoji izuzetna neravnomernost radnih procesa po cilindrima takođe spada u povoljne faktore koji utiču na smanjenje opšteg nivoa napreznja usled torzionih oscilacija. Kod kolenastog vratila ispitivanog motora ne postoji „preklop“ između letećeg i oslonačkog rukavca, kojim bi se povećala krutost odsečaka kolenastog vratila i time smanjile amplitude torzionog oscilovanja. Rešenja sa „preklopom“ se najčešće sreću u praksi. Postoje i tumačenja da je ovako atipično rešenje primenjeno smišljeno, pošto se time istovremeno obezbeđuje veća neravnomernost ciklusa po cilindrima i haotično, neuniformno torziono oscilovanje.

– I na kraju, najvažniji faktor je taj da se realni eksploatacioni uslovi ispitivanog motora drastično razlikuju od uslova ispitivanja na probnom stolu. Sama namena motora isključuje mogućnost njegovog dugotrajnijeg rada na režimima vršnog opterećenja, kao što je slučaj sa stacionarnim i brodskim motorima, za koje i uglavnom udruženja poput Lojda propisuju dopunska napreznja na uvijanje. U realnim uslovima motor ugrađen u vozilo je uglavnom izložen parcijalnim, prelaznim režimima rada, kao posledica kretanja vozila po neravnom terenu sa izrazitim uzbrdicama i nizbrdicama. Rezerva snage se zahteva zbog brzih manerava kada se vozilo nalazi u kriznim situacijama, i za savladavanje većih prepreka i uzbrdica.

10. Zaključci i smernice za dalji rad

Eksperimentalni deo ovog rada je baziran na ispitivanju natpunjenog dizel motora sa dvanaest cilindara u V-60 izvedbi i nesimetričnim, složenim krivajnim mehanizmom (velika glavna i znatno manja pomoćna tj. bočna klipnjača), pri čemu je realno opterećenje obezbeđivala hidro-dinamička kočnica SCHENCK serije DYNABAR 1200. Nominalna snaga motora je 882 KW, a maksimalni obrtni moment oko 5000 Nm. Kolenasto vratilo motora je izloženo snažnom torzionom oscilovanju, čemu doprinose činjenice da motor ne poseduje ni zamajac, ni prigušivač torzionih oscilacija.

Na krajevima kolenastog vratila su na bazi signala dva davača položaja (enkoder i nazubljeni disk u kombinaciji sa Holovim davačem), naknadnom obradom izmerenih naponskih signala, procenjene trenutne ugaone brzine krajeva kolenastog vratila, i relativno uvijanje tih krajeva, tokom radnog procesa motora. Merenja su izvršena u vremenskom domenu, a kasnijim procesiranjem su sve izmerene veličine izražene u funkciji ugla obrtanja prve mase EDTS, odnosno prvog odsečka kolenastog vratila. Rezultati ispitivanja motora se odnose na spoljnu brzinsku karakteristiku (SBK), u opsegu brzinskih režima od 1300 min^{-1} do 2000 min^{-1} , sa razmakom od po 50 min^{-1} .

Netipična forma naponskih signala dobijenih sa Holovog davača, zbog prisutnih sistematskih grešaka merenja, zahtevala je razvijanje posebne procedure obrade ovih signala zasnovane na high-pass filtriranju. Velika mana primenjenog koncepta merenja ugaonih brzina kolenastog vratila diktirana je hardverskim ograničenjima upotrebljene akvizicione opreme zbog unutrašnjeg tajmera dosta male rezolucije od svega 1 MHz, koji je korišćen za procenu proteklog vremenskog perioda između elementarnih ugaonih podeoka na enkoderu i nazubljenom disku. Time je maksimalna moguća relativna greška izmerenih trenutnih ugaonih brzina u jednom radnom ciklusu značajno povećana. Ipak, osrednjavanjem rezultata dobijenih za deset i više uzastopnih radnih ciklusa, ta greška je morala značajno opasti. Uporedni dijagrami direktno izmerenih relativnih uvijanja krajeva kolenastog vratila i indirektno izračunatih na osnovu izmerenih ugaonih brzina, pokazuju da izmerene ugaone brzine i pored prisutne greške merenja, mogu biti upotrebljive za ciljeve ovog rada. Iskustva istraživača sa naših prostora [15, 24] pokazuju da je korišćenjem odgovarajućih komercijalnih hardvera (proizvođača National Instruments) sa unutrašnjim tajmerom rezolucije od 80 MHz i razvojem originalnih softverskih rešenja u programskom okruženju LabView, moguće skoro eliminisati grešku u proceni proteklog vremenskog perioda između elementarnih ugaonih podeoka na enkoderu. Međutim, vrlo je teško eliminisati uticaj dosta širokih odstupanja ugaone podele enkodera koje propisuju proizvođači ovih uređaja (pa i nazubljenog diska), na nivo greške merenja ugaonih brzina.

Ugaona brzina je izlazni parametar iz realnog dinamičko-oscilatornog sistema, u kome dominiraju informacija o radnim procesima pojedinih cilindara, ali su sadržane i sve ostale informacije o realnim zbivanjima u tom dinamičkom sistemu, pa i informacije o torzionim oscilacijama. Međutim, te informacije su međusobno superponirane i ne može se reći da ih je moguće jednostavno dekomponovati. U grupu informacija vezanih za torzione oscilacije, do kojih se relativno lako dolazi na osnovu poznatih tokova ugaonih brzina kolenastog vratila, spadaju informacije o realnim vrednostima sopstvenih frekvencija oscilovanja i rezonantnim brojevima obrtaja. Furijeova harmonijska analiza izmerenih ugaonih brzina i pobudnih momenata u radnom području motora se pokazala

efikasnijom pri proceni sopstvenih frekvencija oscilovanja realnog dinamičkog sistema u odnosu na sve druge, poznate metoda (test ubrzanja, test udara, itd.).

Ekvivalentni dinamičko-torzioni sistem (EDTS) je formiran poštujući sve postavljene zahteve u smislu ne narušavanja jednakosti kinetičke i potencijalne energije realnog oscilatornog sistema i njegovog ekvivalenta. Za procenu nepromenljivih momenata inercije elemenata EDTS korišćeni su 3D modeli (solidi) elemenata motora, a za početnu procenu torzionih krutosti odsečaka kolenastog vratila, metoda konačnih elemenata (MKE). U radu je pokazano da relativno tačno procenjene vrednosti frekvencija slobodnog oscilovanja za prva tri oblika slobodnog oscilovanja realnog dinamičko-oscilatornog sistema, mogu biti iskorišćene da se izvrši početna korekcija EDTS, kako bi se on što više približio realnom oscilatornom sistemu. Korigovani EDTS je poslužio da se primenom Holcerove metode odrede opšte forme prva tri oblika oscilovanja i približne lokacije čvorova oscilovanja. Zatim je redukcijom dobijen EDTS sa sedam inercijalnih masa, za koji su postavljene odgovarajuće diferencijalne jednačine matematičkog modela. Prvih šest inercijalnih mase su simulirale uticaje šest nasparmnih parova cilindara, a poslednja sedma masa uticaj motorske kočnice.

Razvijeni matematički model je imao za cilj da opiše promenljive tokove ugaonih brzina i ugaona pomeranja pojedinih odsečaka kolenastog vratila, uzimajući u obzir sve bitnije faktore koji utiču na tu pojavu. U tom matematičkom modelu kolenasto vratilo je posmatrano kao elastično telo izloženo torzionim oscilacijama, pošto se pretpostavka o kolenastom vratilu kao krutom telu pokazala kao neodrživa, čak i na režimima bliskim režimu praznog hoda. Izmerene ugaone brzine su poslužile kao bazne funkcije za tačniju identifikaciju parametara EDTS, pri čemu je u približavanju rezultata matematičkog modeliranja rezultatima neposrednog merenja iskorišćena metoda Markvarta za identifikaciju nepoznatih parametara matematičkog modela. Ispostavilo se da je za uspešnu optimizaciju razvijenog matematičkog modela potrebno identifikovati čak osamnaest nepoznatih parametara, od kojih se šest odnosilo na bazne parametre EDTS (torzione krutosti, komponente konstantnih momenata inercije koje nije bilo moguće tačno proceniti), dok su ostalih dvanaest nepoznatih parametara činili:

- strukturno prigušenje torzionom oscilovanju u materijalu kolenastog vratila,
- faktori korekcije momenata gasnih sila cilindara koji tokom eksperimenta nisu indicirani (ukupno 10 parametara), i
- faktor korekcije početne ugaone brzine poslednje inercijalne mase EDTS–tj. ulaznog vratila hidro-dinamičke kočnice.

Poređenjem izmerenih veličina (ugaonih brzina na krajevima kolenastog vratila i relativnog uvijanja tih krajeva) sa rezultatima dobijenim iz optimiziranog matematičkog modela se može zaključiti da je matematički model doveden do tog nivoa da bude dovoljno validan za namene u ovom radu. Posebno treba istaći rezonantni režim 1950 min^{-1} , pri punom opterećenju, gde se matematičkim modelom uspelo rekonstruisati složeno i neubičajeno dešavanje u ispitivanom dinamičko-oscilatornom sistemu, praćeno naglim padom sopstvene frekvencije oscilovanja, enormno visokim amplitudama torzionog oscilovanja oko čvora oscilovanja čija lokacija je između kolenastog vratila i kočnice, i ekstremnim neujednačenostima radnih procesa po cilindrima motora.

Pokazalo se da sama primena metode MKE u čiju tačnost ne treba sumnjati, ne obezbeđuje tačnost u određivanju torzione krutost karakterističnog odsečaka kolenastog

vratila, pošto rezultati proračuna jako zavise od realnih početnih uslova, odnosno zazora u ležajevima oslonačkih rukavaca. Činjenica da je identifikovana torziona krutost karakterističnog odsečka kolenastog vratila najbliža vrednosti koja se dobija proračunom predloženim od strane Zemjanenka ukazuje da ne treba potcenjivati poluempirijske jednačine preporučene od strane velikog broja istraživača koji su se bavili problematikom određivanja ovog parametra, pošto su te preporuke bazirane na pojednostavljenom modelu karakterističnog odsečka kolenastog vratila, dugogodišnjem iskustvu i proverenim eksperimentalnim podacima.

Pobudni momenti inercijalnih sila generisani u krivajnim mehanizmima pojedinih cilindara zbog pravolinijski-oscilatornog kretanja klipova i složenog kretanja klipnjača, procenjeni su na osnovu prethodno određenog promenljivog momenta inercije elementarnog krivajnog mehanizma. U tom cilju je razvijen poseban postupak određivanja promenljivog momenta inercije zasnovan na baznim postulatima klasične mehanike, tj. dinamike sistema, koji se uz odgovarajuće korekcije može uspešno primeniti za bilo koje konstruktivno izvođenje krivajnog mehanizama.

Pobudni momenti gasnih sila su proračunavani na osnovu snimljenih tokova pritisaka u po jednom cilindru leve i desne strane. Početna pretpostavka je da su radni procesi u svim cilindrima leve i desne strane motora identični radnim procesima cilindara koji su indicirani se pokazala neodrživom. Sa ovom pretpostavkom se nije moglo dobiti zadovoljavajuće slaganje izmerenih i modeliranih ugaonih brzina primenom metode optimizacije Markvarta. Analize su pokazale da se ravnoteža momenata u dinamičko-oscilatornom sistemu može postići tek nakon korekcije momenata gasnih sila cilindra koji nisu indicirani, za šta su poslužile krive izmerenih pritisaka u po jednom cilindru leve, odnosno desne strane motora, čime se jedino moglo poboljšati slaganje izmerenih i modeliranih ugaonih brzina. Pokušaj uzimanja u obzir uticaja neravnomernosti radnih procesa od cilindra do cilindra, ostvaren je simulacijama uticaja poremećaja u ciklusnoj količini goriva i uglu predubrzigavanja na radni proces, korišćenjem programa BOOST razvijenog od firme AVL. Na osnovu ovih simulacija postavljen je princip za uvođenje nepoznatih koeficijenata matematičkog modela nazvanih „faktori „korekcije momenata gasnih sila”. Taj princip se nije mogao zasnivati na traganju za realnim tokovima pritisaka u neindiciranim cilindrima (tj. za realnim tokovima momentima gasnih sila), već jedino na proceni realnijih srednjih indikatorskih pritisaka u neindiciranim cilindrima (tj. srednjim momentima gasnih sila). Procene vrednosti identifikovanih srednjih momenata gasnih sila u odnosu na referentne, indicirane cilindere, zabeležene na rezonantnom brzinskom režimu 1950 min^{-1} , pri punom opterećenju, govore sledeće:

- Na levoj strani motora, drugi cilindar je ekstremno efektivniji od referentnog, indiciranog, prvog cilindra za oko 170,60%. Istovremeno, četvrti cilindar sa procentualnim učešćem od svega 25,95% u odnosu na referentni cilindar je potpuno „podbacio“.
- Na desnoj strani motora, šesti cilindar je procenjen kao ekstremno efektivniji od referentnog, indiciranog, trećeg cilindra, za oko 167,05%. Drugi cilindar na ovoj strani motora sa procentualnim učešćem srednjeg momenta gasnih sila od 65,86% u odnosu na referentni treći cilindar je identifikovan kao ekstremno neefektivan, za razliku od susednog brzinskog režima 1900 min^{-1} , pri punom opterećenju, kada se je procenjeno da srednji moment gasnih sila tog cilindra prednjači u odnosu na sve ostale cilindre motora.

Na brzinskim režimima od 1300 min^{-1} do 1750 min^{-1} kao ekstremno efektivan cilindar je identifikovan prvi desni cilindar, dok je za sve brzinske režime šesti levi cilindar prednjačio kao najmanje efektivan. Realnu fizičku potvrdu identifikovanih faktora korekcije momenata gasnih sila i efikasnost usvojenog principa na osnovu koga su oni uvedeni u matematički model, moguće je proveriti jedino kroz nastavak eksperimentalnog rada, odnosno kroz dalja razvojna istraživanja ispitivanog motora koji je još uvek na nivou prototipa. To se najefikasnije može izvršiti merenjem pritisaka, na vršnom opterećenju i što većem broju brzinskih režima, u što većem broju cilindara koji tokom ovog eksperimenta nisu indicirani. Solidna procena se može dobiti i primenom kompletnog Morseovog testa (sa sukcesivnim izostankom radnog procesa svih cilindara motora), takođe na vršnom opterećenju i na što većem broju brzinskih režima. Kroz analizu uticajnih faktora na ovu pojavu, iskristalisali su se pravci daljeg ispitivanja mogućnosti da se uočena pojava značajno smanji (npr. razmatranje prevazilaženja problema ograničenog ugradbenog prostora zbog čega su ugrađene cevi visokog pritiska različitih dužina), što bi se pre svega moglo povoljno odraziti na poboljšanje ekonomičnosti motora.

Gubici u motoru su razdvojeni na ukupne gubitke trenja i gubitke vezane za neposredan pogon pomoćnih uređaja na motoru.

Trenje u motoru nije računato odvojeno za svaki izvor trenja, pošto za tako nešto nije bilo dovoljno potrebnih informacija. Iz matematičkog modela se trenje nije moglo procenjivati direktno, preko odgovarajućih parametara koje je trebalo identifikovati, već je tokom optimizacije matematičkog modela određivan ukupni srednji moment trenja, kao razlika korigovanog srednjeg momenta gasnih sila, s jedne strane, i zbira srednjeg momenta svih mehaničkih gubitaka u motoru, osim naravno trenja, i srednjeg momenta na kočnici, s druge strane. Tako određivan ukupni srednji moment trenja je tokom optimizacije matematičkog modela jednako raspoređivan na sve parove naspramnih cilindara motora, što nije sasvim korektno, ali se nije želelo ni unositi proizvoljnosti koje nisu bazirane na realnim činjenicama. Pri tome je usvojena opšte prihvaćena pretpostavka da se trenje pokorava zakonima viskozno prigušenja proporcionalnog trenutnoj ugaonoj brzini odgovarajućeg odsečka kolenastog vratila. Pretpostavka o ukupnom trenju kao viskoznom prigušenju, svakako nije do kraja korektna, posebno ako se ima u vidu da je najveći izvor trenja u motoru na kontaktima klipna grupa–cilindar, što se ne može svrstati u grupu viskoznih prigušenja. Dalji rad na identifikaciji svih potrebnih parametara da se trenje u motoru opiše jednačinama koje odgovaraju realnim fizičkim zakonima, moglo bi se svrstati u red budućih koraka, ili smernica, u postupku usavršavanju razvijenog matematičkog modela. Moguć je i drugačiji pristup, pri čemu bi se identifikovane vrednosti momenata trenja koristile kao ulazni podaci matematičkih modela, za sasvim nezavisno proučavanje trenja u ispitivanom motoru. Važno je istaći da su, uzimajući u obzir sve režime ispitivanja, dobijene vrednosti ukupnih srednjih momenata trenja nakon optimizacije matematičkog modela (tj. nakon korekcije momenata gasnih sila), koje su za prosečnih $175,86\%$ veće u odnosu na slučaj da ta korekcija nije izvršena. Ova činjenica je s jedne strane najdirektniji i najuverljiviji pokazatelj realnosti u pogledu velikog odstupanja radnih procesa po cilindrima, i različitog doprinosa pojedinih cilindara ukupnom obrtnom momentu gasnih sila. S druge strane ova činjenica ukazuje da indicirani cilindri nisu dovoljno reprezentativni da bi se dobila realna slika o srednjim momentima gasnih sila, čime se povećava verovatnoća da bi identifikovani ekstremno efektivni ili neefektivni cilindri mogli da odražavaju dosta

realnu situaciju o uticaju poremećaja u procesu ubrizgavanja goriva usled intenzivnih torzionih oscilacija kolenastog vratila na radne procese koji se u njima dešavaju.

Momenti koji se od kolenastog vratila odvede za neposredan pogon pomoćnih uređaja na motoru su procenjeni kombinovanjem matematičkog modeliranja i neposrednog merenja. Pri tome je pažnja posvećena većim „potrošačima“ (pumpa visokog pritiska, zupčasta uljna pumpa, centrifugalne pumpe rashladne tečnosti motora i rashladne tečnosti vazduha za natpunjenje, i razvodni mehanizam). Ovo je u potpunom skladu sa preporukama i iskustvima datim u referencama [52, 53], posebno u pogledu mehaničkih gubitaka vezanih za neposredan pogon pumpe visokog pritiska. Kod pumpe visokog pritiska veći problem, u stvari, predstavlja kako dobijene krive povezati sa radnim procesom motora, odnosno, sa uglom obrtanja referentne mase EDTS, s obzirom na to da se eksperimentalna ispitivanja sistema ubrizgavanja najčešće izvode kao vanmotorska ispitivanja, a vrlo retko u sklopu motorskih ispitivanja. Udarni karakter ukupnog momenta generisanog na kontaktima podizači ventila–bregasta vratila razvoda, na dinamiku ispitivanog motora zasigurno nemaju veliki uticaj, prvenstveno zbog male vrednosti u odnosu na pobudne momente gasnih i inercijalnih sila. Dobijena saznanja o redu veličine tog momenta ukazuju da je on mogao biti i zanemaren. Međutim, slična dinamička dešavanja su prisutna i kod razvodnih mehanizama manjih motora, pa se prethodna pretpostavka o zanemarivanju ovih momenata čime se ne pravi velika greška u matematičkim modelima, ne bi mogla sa sigurnošću odnositi i na njih.

Procena realnijih vrednosti ukupnih momenata gasnih sila i ukupnih mehaničkih gubitaka, za sve režime ispitivanja, omogućila je da se procene mehanički stepen korisnosti motora i srednji pritisak mehaničkih gubitaka, koji su prema srednjim vrednostima u potpunosti odgovarali iskustvenim podacima i teorijskim proračunima [23, 75]. Takođe su određene mnogo korektnije vrednosti srednjeg indikatorskog pritiska za sve režime ispitivanja. U proseku, za sve režime ispitivanja, dobijene korigovane vrednosti srednjeg indikatorskog pritiska su se razlikovale od nekorigovanih za 0,598 bara. Izmereni srednji momenti na kočnici su poslužili kao osnova za izračunavanje srednjih efektivnih pritisaka, za sve režime ispitivanja, koji su se uklapali u očekivane vrednosti za četvorotaktne motore sa prehranjivanjem [23].

Unutrašnja prigušenja su, kao i spoljašnja, tretirana na pojednostavljen način, kao viskozna prigušenja proporcionalna trenutnoj ugaonoj brzini odgovarajućeg odsečka kolenastog vratila. Identifikovani koeficijenti unutrašnjeg (strukturnog) prigušenja torzionih oscilacija se obično svrstavaju u grupu dragocenih podataka do koji se teško dolazi klasičnim eksperimentalnim postupcima. Kao najbolji pokazatelj da preporučene, orijentacione vrednosti strukturnog prigušenja u materijalu kolenastog vratila, koje bi se dobile primenom predloženih poluempirijskih jednačina [5], mogu dati prilično loše rezultate, govori rezonantni brzinski režim 1900 min^{-1} , kada je registrovano najintenzivnije rezonantno delovanje po drugom obliku oscilovanja, i to minorskog $7\frac{1}{2}$. motorskog harmonika pobudnih momenata. Pridržavanje preporuka datih u referenci [5] je davalo vrednost ovog parametra koja je oko 7 puta manja od vrednosti na koju je ukazivao optimizirani matematički model.

Moment na kočnici (efektivni obrtni moment) je u ovom radu smatran konstantnim, što je relativno dosta gruba pretpostavka. Značajnije poboljšanje matematičkog modela i rezultata identifikacije nepoznatih parametara, bi se verovatno moglo postići da je moment na kočnici izmeren u ugaonom domenu, ili u vremenskom domenu a kasnije

preveden u domen ugla obrtanja kolenastog vratila. Korak više bi predstavljalo uporedno merenje momenta na kočnici i ugaone brzine vratila kočnice. Sa ova dva poznata parametra, mogla bi se ispitati njihova međusobna povezanost, i ispravnost pretpostavke o direktnoj zavisnosti momenta na kočnici i kvadrata ugaone brzine vratila kočnice [19, 20], ako se moment na kočnici posmatra kao hidro-dinamički otporni moment lopatica pumpnog kola. Utvrđivanje realnog toka momenta na kočnici i uporedno ispitivanje uticaja jednog i drugog oblika (promenljiv i konstantan) na rezultate matematičkog modeliranja dinamičkog ponašanja oscilatornog sistema, predstavlja jednu od značajnijih smernica za buduća istraživanja.

Posebno su analizirani svi uticajni faktori na nivo torzionih oscilacija u sistemu. Ovom analizom je dokazano da uporedna harmonijska analiza izmerenih ugaonih brzina i pobudnih momenata, predstavlja relativno jednostavan, a jako efikasan alat za procenu rezonantnih režima rada pri kojim je nivo torzionih oscilacija u sistemu povećan, ili bi mogao biti kritičan.

Sa identifikovanim EDTS i informacijama o vrednostima maksimalnih amplituda oscilovanja dobijenih neposredno, iz razvijenog matematičkog modela, praktično je prikazano kako se za identifikovane čvorove oscilovanja mogu mnogo tačnije proceniti nivoi torzionih oscilacija u ispitivanom sistemu. Pri tome je dat kraći kritički osvrt na nedostatke tradicionalno korišćenih metoda procene dopunskih naprezanja kolenastog vratila na uvijanje pri rezonantnim režimima rada motora, koji se pre svega odnosi na nemogućnost da se pomoću empirijskih i poluempirijskih jednačina za procenu prigušenja torzionih oscilacija, uzmu u obzir svi uticajni faktori na nivo torzionih oscilacija, a samim tim i na nivo prigušenja tih torzionih oscilacija. Rezultati neposrednog merenja ukazuju da relativna uvijanja krajeva kolenastog vratila mogu premašiti 2,6 stepena računato po uglu obrtanja kolenastog vratila (režim 2000 min^{-1} , pri punom opterećenju). Optimizirani matematički model je omogućio da se izvrši procena relativnog uvijanja između bilo koje dve inercijalne mase EDTS, i te procene ukazuju na zabrinjavajući nivo torzionih oscilacija u realnom oscilatornom sistemu. Posebno velike vrednosti uglova uvijanja su procenjene kod poslednje inercijalne mase EDTS koja simulira kočnicu u odnosu na ostale inercijalne mase EDTS, što je dovoljan pokazatelj realnih, enormno visokih dopunskih naprezanja na uvijanje u čvoru oscilovanja po prvom obliku oscilovanja koji se nalazi na nekom od spojničkih vratila od motora do kočnice, kako je i potvrđeno konkretnim proračunima. Isti ti proračuni ukazuju da je kolenasto vratilo motora još više izloženo dopunskim naprezanjima na uvijanje izazvano torzionim oscilacijama po drugom obliku oscilovanja, sa čvorom oscilovanja na kolenastom vratilu, i to između četvrte i pete inercijalne mase EDTS. Za rezonantni režim 1900 min^{-1} , pri punom opterećenju, po ovom obliku oscilovanja je procenjeno dopunsko naprezanje na uvijanje koje je čak 4,2 puta veće od najveće, maksimalno-dozvoljene vrednosti (40 MPa) propisane za stacionarne i brodske motore od strane udruženja Lojd. Primena prototipa ispitivanog motora za stacionarne uslove rada na vršnim opterećenjima bi sigurno bila praćena nizom problema povezanih sa torzionim oscilacijama koje su analizirane u ovom radu. Međutim, činjenica da je namena familije motora kojoj pripada prototip ispitivanog motora sasvim drugačija, i da u realnim uslovima eksploatacije ne treba očekivati njegovo dugotrajno forsiranje po opterećenju, ukazuje da realni problemi vezani sa torzionim oscilacijama ne moraju biti takvog intenziteta da bi doveli do ozbiljnijih havarija, pre svega lomova kolenastog vratila.

Prilog A Proračun promenljivih momenata inercije

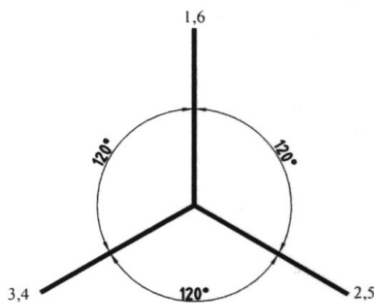
Promenljivi moment inercije krivajnog mehanizma karakterističnog odsečka kolenastog vratila se može odrediti pomoću opšte jednačine za redukovani moment inercije mehanizama sa jednim stepenom slobode, koja je bazirana na jednakosti kinetičkih energija realnog mehanizma i njegovog redukovanog modela [50]:

$$J(\alpha) = \sum_{i=1}^n \left[J_i \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 + m_i \cdot \left(\frac{v_i}{\omega} \right)^2 \right] \quad (\text{A.1})$$

Kao što se može videti, jednačina (A.1) osim konstantnih delova J_i i m_i , sadrži odnose ω_i/ω i v_i/ω kao promenljive delove. Međutim, s obzirom da su brzine težišta v_i i ugaone brzine ω_i elemenata direktno proporcionalne ugaonoj brzini kolenastog vratila ω , promenljivi moment inercije je praktično nezavisan od ugaone brzine kolenastog vratila. Jednačina (A.1) jasno pokazuje da su varijacije momenta inercije izazvane isključivo pravolinijskim kretanjem klipnih grupa i složenim kretanjem klipnjača.

Jednačina (A.1) podrazumeva da je usvojeno sledeće:

- Svi elementi se smatraju kao kruta tela, odnosno njihove elastične deformacije se zanemaruju.
- Sekundarna kretanja pravolinijski oscilatornih elemenata u transverzalnom smeru (normalno na osu cilindra) i male rotacije klipova oko osovinica koje se javljaju kada klipovi menjaju stranu pritiska na cilindre su zanemareni.
- Efekat „offset“ osovinica klipova se ne uzima u obzir, jer kod ispitivanog motora nema dezaksijalnosti osovinica klipova u odnosu na ose cilindara. Ovaj uticaj može biti značajni [43] i njegovo uključivanje u predloženi model je relativno jednostavno.
- Efekti trenja u klipno-cilindarskom sklopu nisu uključeni. Trenje u klipno-cilindarskom sklopu može imati uticaj na promenljivi moment inercije [43], kako je to već rečeno, ali bi njegovo uključivanje u proračun zahtevalo poznavanje niza parametara i znatno bi ga usložilo u odnosu na relativno jednostavnu jednačinu (A.1).
- Klipnjače su zamenjene materijalnim tačkama čije lokacije se poklapaju sa lokacijama njihovih težišta. Samim tim, celokupne mase klipnjača i momenti inercije su skocentrisani u njihovim težištima. Ovakom postavkom, koja je u dinamičkom pogledu sasvim korektna, uticaj složenog kretanja klipnjača na promenljivi moment inercije mehanizma se svodi na praćenju položaja njihovih težišta tokom obrtanja kolenastog vratila motora.



A.1 – Zvezda prvog reda motora tj. prostorni raspored kolena KV odgovarajućih cilindara

U cilju procene promenljivog momenta inercije celog motornog mehanizma, mora se krenuti od jednog njegovog karakterističnog odsečka (slika 3.3), koji se sastoji od glavne klipnjače, pomoćne klipnjače i njihovih klipnih grupa. Odgovarajuće jednačine kinematike klipnog mehanizma na koje se oslanja ovaj proračun, date su u Prilogu B. Nakon procene promenljivog momenta inercije za prvi odsečak, nije teško doći do momenata inercije i za ostale odsečke. To će biti istovetne krive samo fazno pomerene u skladu sa zvezdom prvog reda motora, odnosno prostornim rasporedom kolena kolenastog vratila (slika A.1). Sumiranjem promenljivih momenata inercije svih segmenata, i dodavanjem momenta inercije kolenastog vratila (koji je konstantan), dobija se ukupni momenta inercije motorskog mehanizma. Jednačina (A.1), primenjena na prvi odsečak motorskog mehanizma može se napisati:

$$J_{osc1}(\alpha) = J_{kpg} \cdot \left(\frac{\omega_{kpg}}{\omega}\right)^2 + m_{kpg} \cdot \left(\frac{v_{kpg}}{\omega}\right)^2 + m_{kl} \cdot \left(\frac{v_{kl}}{\omega}\right)^2 + J_{kpp} \cdot \left(\frac{\omega_{kpp}}{\omega}\right)^2 + m_{kpp} \cdot \left(\frac{v_{kpp}}{\omega}\right)^2 + m_{kl} \cdot \left(\frac{v_{kl}}{\omega}\right)^2 \quad (A.2)$$

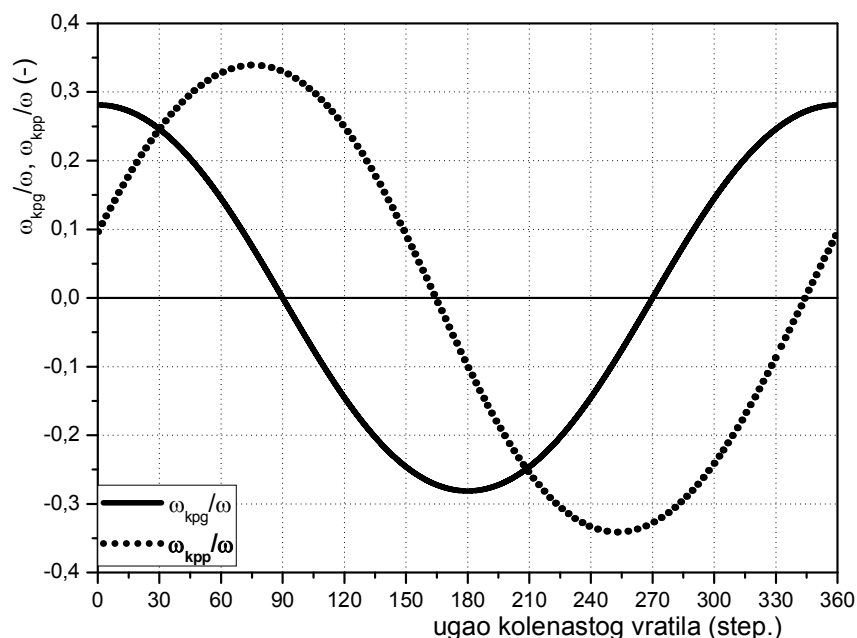
Svi momenti inercije i mase elemenata koji su sadržani jednačinom (A.2), moraju biti prethodno određeni, kao što je to za ovaj konkretan slučaj urađeno i prikazano u tabeli 3.1.

Ugaone brzine glavne i pomoćne klipnjače kao funkcije ugla obrtanja kolenastog vratila α , mogu se izraziti pomoću jednačina:

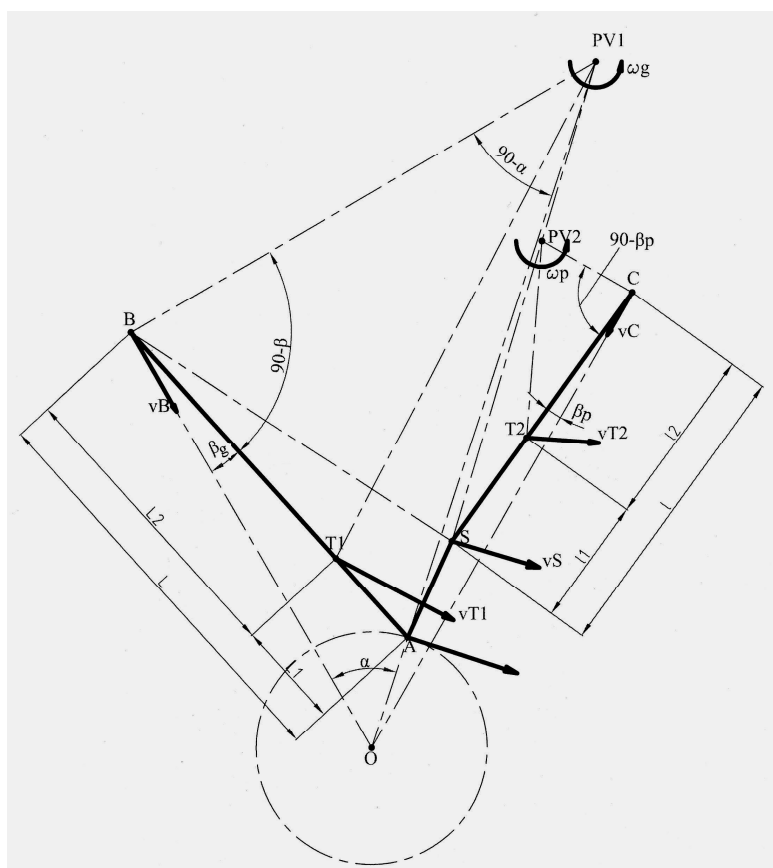
$$\omega_{kpg} = \frac{d\beta_g}{dt} = \frac{d\beta_g}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{d\beta_g}{d\alpha} \quad (A.3)$$

$$\omega_{kpp} = \frac{d\beta_p}{dt} = \frac{d\beta_p}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{d\beta_p}{d\alpha} \quad (A.4)$$

Relativne ugaone brzine glavne i pomoćne klipnjače (kao bezdimenzione veličine u formi količnika ω_{kpg}/ω i ω_{kpp}/ω) u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila α , za njegov jedan obrtaj, prikazane su na slici A.2.



Slika A.2 – Relativne ugaone brzine glavne (ω_{kpg}/ω) i pomoćne (ω_{kpp}/ω) klipnjače



Slika A.3 – Kinematska šema klipnog mehanizma za slučaj $0 \leq \alpha \leq 90^\circ$

Određivanje trenutne brzine težišta glavne i pomoćne klipnjače je nešto složenije. U tu svrhu neophodno je razviti kinematske dijagrame klipnog mehanizam za četiri karakteristične pozicije kolenastog vratila, kada je trenutni ugao KV u prvom, drugom, trećem i četvrtom kvadrantu. Slika A.3 predstavlja kinematsku šemu klipnog mehanizma sa glavnom i pomoćnom klipnjačom kada je trenutni ugao KV u prvom kvadrantu. Kinematske šeme za ostala tri slučaja su date u referenci [51].

Promenljivi deo momenta inercije odsečka kolenastog vratila se može dobiti po sledećem algoritmu:

- 1) Tekući ugao KV je u prvom kvadrant ($0 \leq \alpha \leq 90$ step.)

Iz uslova da je trenutna brzina tačke B– v_B (presek osa osovinice klipa i male pesnice klipnjače) jednaka trenutnoj brzini glavnog klipa (v_{kpg}), rastojanje između trenutnog pola brzina glavne klipnjače (tačka P_{V1}) i tačke B, može se odrediti pomoću jednačina:

$$v_B = |v_{kg}| = P_{V1}B \cdot |\omega_{kpg}| \tag{A.5}$$

$$P_{V1}B = \left| \frac{v_{kg}}{\omega_{kpg}} \right| \tag{A.6}$$

Rastojanje između trenutnog pola brzina i težišta glavne klipnjače – $P_{V1}T_1$ (ρ_1) može se odrediti na osnovu kosinusne teoreme:

$$\rho_1 = P_{V1}T_1 = \sqrt{P_{V1}B^2 + L_2^2 - 2 \cdot P_{V1}B \cdot L_2 \cdot \sin(\beta_g)} \tag{A.7}$$

Slično prethodnom, posle određivanja trenutne brzine tačke C– v_C (presek osa osovinice klipa i male pesnice pomoćne klipnjače) koja je jednaka trenutnoj brzini klipa pomoćne klipnjače (v_{klp}), rastojanje između trenutnog pola brzina pomoćne klipnjače (tačka P_{V2}) i tačke C može se odrediti iz jednačina:

$$v_C = |v_{kp}| = P_{V2}C \cdot |\omega_{kpp}| \quad (A.8)$$

$$P_{V2}C = \left| \frac{v_{kp}}{\omega_{kpg}} \right| \quad (A.9)$$

Rastojanje između trenutnog pola brzina pomoćne klipnjače P_{V2} i težišta T_2 (ρ_2), i ovde se može odrediti korišćenjem kosinusne teoreme, tj:

$$\rho_2 = P_{V2}T_2 = \sqrt{P_{V2}C^2 + l_2^2 - 2 \cdot P_{V2}C \cdot l_2 \cdot \sin(\beta_p)} \quad (A.10)$$

Pri izračunavanju ugla otklona pomoćne klipnjače β_p treba uzeti predznak minus.

Za drugi, treći i četvrti kvadrant može se primeniti sličan postupak. Na dalje su date samo konačne jednačine proračuna.

2) Tečući ugao KV je u drugom kvadrant ($90 \leq \alpha \leq 180$ step.)

$$\rho_1 = \sqrt{P_{V1}B^2 + L_2^2 + 2 \cdot P_{V1}B \cdot L_2 \cdot \sin(\beta_g)} \quad (A.11)$$

Za izračunavanje ρ_2 može se primeniti jednačina (A.10), a izraz za ugao otklona pomoćne klipnjače β_p treba koristiti sa predznakom minus.

3) Tečući ugao KV je u trećem kvadrant ($180 \leq \alpha \leq 270$ step.)

$$\rho_2 = \sqrt{P_{V2}C^2 + l_2^2 + 2 \cdot P_{V2}C \cdot l_2 \cdot \sin(\beta_p)} \quad (A.12)$$

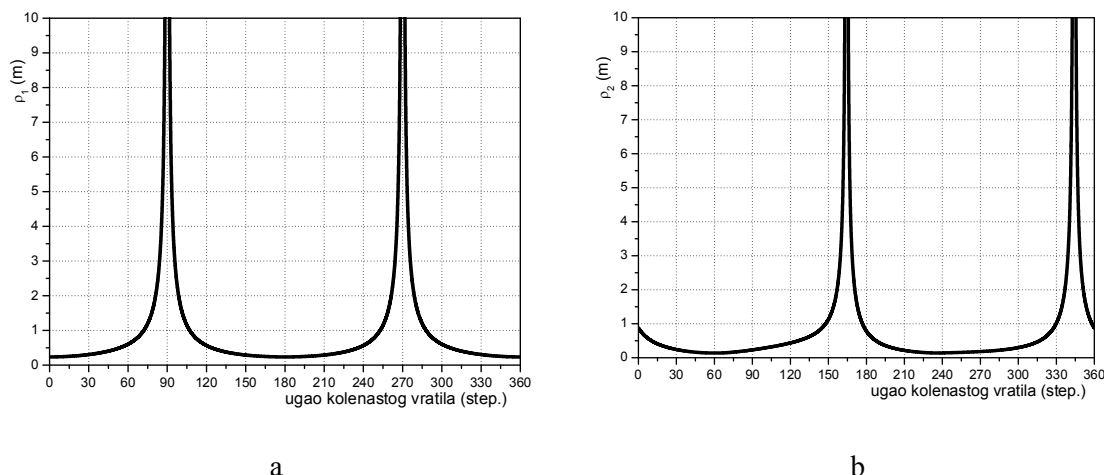
Za izračunavanje ρ_1 može se primeniti jednačina (A.11), s tim što je kod određivanja ugla otklona glavne klipnjače β_g neophodno da se ispred stavi predznak minus.

4) Tečući ugao KV je u četvrtom kvadrant ($270 \leq \alpha \leq 360$ step.)

Za izračunavanje ρ_1 se može primeniti jednačina (A.7). Kod određivanja ugla otklona glavne klipnjače β_g neophodno je ispred stavi predznak minus.

Za izračunavanje ρ_2 važi jednačina (A.12).

Na slikama A.4 a i A.4 b su predstavljena rastojanja između težišta i trenutnih polova brzina glavne klipnjače (ρ_1) i pomoćne klipnjače (ρ_2) izračunate u skladu sa prethodnim postupkom, za jedan obrtaj kolenastog vratila i sa nultom vrednošću tekućeg ugla obrtanja kada je klip glavnog cilindra u SMT. Vertikalne asimptote izračunatih funkcija odgovaraju trenutnim vrednostima uglova obrtanja kolenastog vratila, kada je brzina težišta klipnjača jednaka brzinama odgovarajućih klipova, tj. kada klipnjače vrše čisto translatorno kretanje. Za glavnu klipnjaču to odgovara ugaonim položajima kolenastog vratila od 90 i 270 stepeni, a za pomoćnu klipnjaču ugaonim položajima kolenastog vratila od 164,1 i 344,1 stepeni. Treba primetiti da je oblik krive ρ_1 simetričan u odnosu na vertikalne asimptote, ali to ne važi za krivu ρ_2 , što je posledica specifičnog, posrednog načina vezivanja pomoćne klipnjače sa letećim rukavcem kolenastog vratila, preko ušice na glavnoj klipnjači.



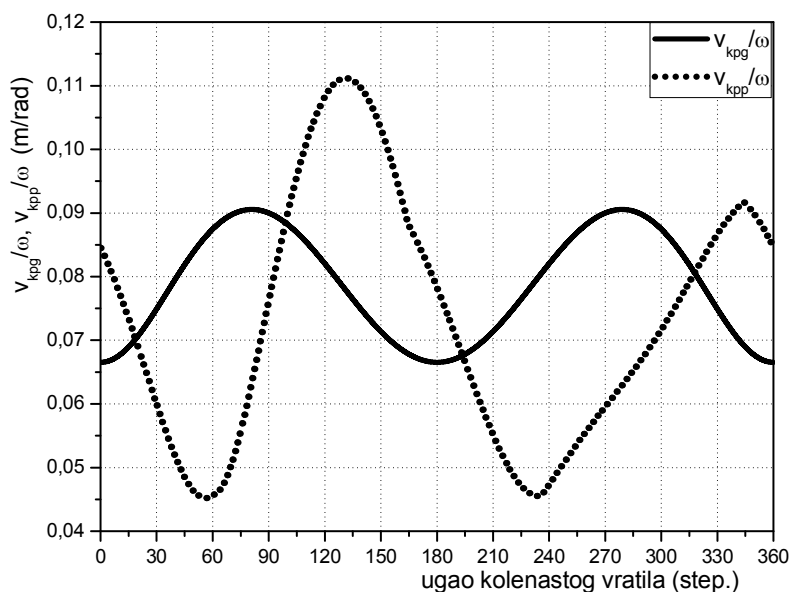
A.4 – Rastojanja između trenutnih polova brzina i težišta glavne (a) i pomoćne (b) klipnjače

Brzine težišta glavne (v_{kpg}) i pomoćne (v_{kpp}) klipnjače se mogu izračunati pomoću jednačina:

$$v_{kpg} = v_{T1} = \rho_1 \cdot \omega_{kpg} \quad (A.13)$$

$$v_{kpp} = v_{T2} = \rho_2 \cdot \omega_{kpp} \quad (A.14)$$

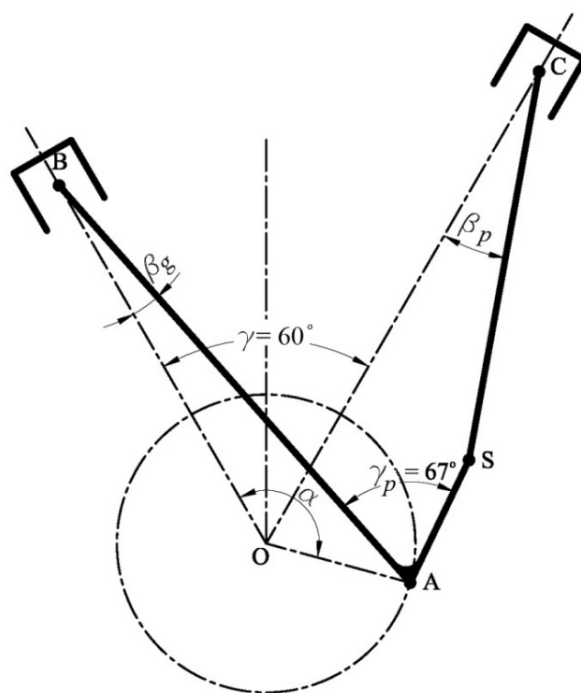
Relativne brzine težišta glavne i pomoćne klipnjače (kao količnici v_{kpg}/ω i v_{kpp}/ω) u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila α su prikazane na slici slici A.5. Nesimetrični oblik krive v_{kpp}/ω sa mnogim prevojnim tačkama direktno se odražava na atipičan oblik izvoda promenljivih momenata inercije po uglu obrtanja kolenastog vratila (slika 3.6). Krive prikazane na slikama A.2 i A.5 predstavljaju karakteristike datog ktivajnog mehanizma proistekle su iz njegove geometrije i karakteristika materijala (gustine), pa su samo funkcije ugla obrtanja kolenastog vratila.



Slika A.5 – Relativne brzine težišta glavne i pomoćne klipnjače u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila

Prilog B Kinematika složenog klipnog mehanizma

Kinematska šema klipnog mehanizma sa glavnom i pomoćnom (bočnom) klipnjačom prikazana je na slici B.1. Jednačine za proračun kinematskih parametara (hodovi, brzine i ubrzanja) pravolinijski oscilatornih elemenata za glavne i pomoćne cilindre, koje slede, ne uzimaju u obzir „offset“, pošto kod ispitivanog motora ne postoji ekscentričnost osovinice klipa u odnosu na osu cilindra. Na slici B.1 tačka O predstavlja projekciju ose kolenastog vratila, tačka S predstavlja projekciju ose osovinice koja spaja glavnu i pomoćnu klipnjaču, duž OA je rastojanje od ose oslonakog rukavca do letećeg rukavca kolenastog vratila, duž AB je rastojanje između osa velike i male pesnice glavne klipnjače, duž SC je rastojanje između osa velike i male pesnice pomoćne klipnjače, a duž AS je rastojanje između ose velike pesnice glavne klipnjače i ose osovinice koja spaja glavnu i pomoćnu klipnjaču.



Slika B.1 – Kinematska šema klipnog mehanizma ispitivanog motora

Za ispitivani motor ove dužinske vrednosti iznose:

$$OA = R = 90 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$AB = L = 320 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$AS = r = 82,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$SC = l = 238,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Leva strana klipnog mehanizma (glavni klip i klipnjača) ima sve karakteristike klasičnog klipnog mehanizma, za koji jednačine promene kinematskih parametara (hodovi, brzine i ubrzanja) pravolinijski-oscilatornih masa nisu nepoznanica (npr. referenca [9]). Problem je daleko složeniji kod desne strane klipnog mehanizma (pomoćni klip i klipnjača). Iako ovakva konstruktivna izvođenja klipnog mehanizma predstavljaju pravu retkost, u literaturi se mogu naći sređene jednačine kojim se opisuju zakoni kretanja, brzine i ubrzanja pravolinijski-oscilatornih masa i leve i desne strane mehanizma [10], pa će u takvom obliku biti i prikazane, bez detaljnog izvođenja.

Za hod glavnog klipa s_{kg} važi jednačina:

$$s_{kg} = R \cdot \left[1 - \cos\alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \cos\beta_g) \right] \quad (\text{B.1})$$

Za hod pomoćnog klipa s_{kp} važi jednačina:

$$s_{kp} = s_{0kp} - R \cdot \cos(\alpha - \gamma) - r \cdot \cos(\beta_g - \psi) - l \cdot \cos\beta_p \quad (\text{B.2})$$

Rastojanje od spoljnje mrtve tačke pomoćnog klipa do ose kolenastog vratila (s_{0kp}) se dobija iz uslova $s_{kp} = 0$, odnosno iz jednačine:

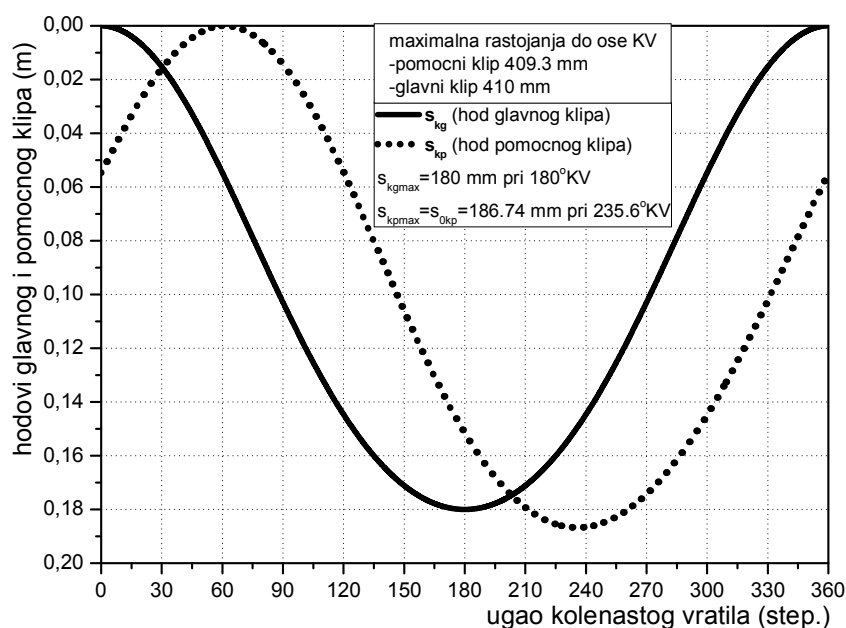
$$s_{0kp} = R \cdot \cos(\alpha - \gamma) + r \cdot \cos(\beta_g - \psi) + l \cdot \cos\beta_p \quad (\text{B.3})$$

ako se za ugao α uzme ona vrednost kada se pomoćni klip nalazi u SMT. Za određivanje uglova pri kojima se pomoćni klip nalazi u mrtvim tačkama, moraju se naći izvod funkcije:

$$f(\alpha) = R \cdot \cos(\alpha - \gamma) + r \cdot \cos(\beta_g - \psi) + l \cdot \cos\beta_p \quad (\text{B.4})$$

po uglu kolenastog vratila.

Za $\frac{df(\alpha)}{d\alpha} = 0$, spoljnja mrtva tačka pomoćnog cilindra se dobija pri $\frac{d^2f(\alpha)}{d\alpha^2} < 0$, a unutrašnja pri $\frac{d^2f(\alpha)}{d\alpha^2} > 0$.



Slika B.2 – Uporedni dijagram hodova glavnog i pomoćnog klipa u funkciji ugla kolenastog vratila, za jedan njegov obrt

Na slici B.2 su uporedo prikazani dijagrami hodova glavnog i pomoćnog klipa ispitivanog motora, u funkciji ugla obrtanja KV za jedan njegov obrt, računato od trenutka kada se glavni klip nalazi u SMT. Ovaj dijagram ukazuje na nesimetričnost u kinematici leve i desne strane motora, što je praćeno nizom posledica:

1) Pomoćni klip dolazi u SMT posle pređenih $\approx 60,9$ stepeni kolenastog vratila u odnosu na poziciju kada se glavni klip nalazio u SMT. Zbog ove činjenice, pumpa visokog pritiska se na probnom stolu podešava tako da ugaoni razmak u potiskivanju goriva elemenata koji opskrbljavaju desne cilindre u odnosu na leve (prema redosledu potiskivanja) bude veći za $\approx 0,5$ stepeni ugla obrtanja bregastog vratila (iznosi $\approx 30,5$) u

odnosu na slučaj nekog simetričnog kinematskog mehanizma, kada bi taj ugaoni razmak iznosio 30 stepeni ugla obrtanja bregastog vratila pumpe. I suprotno, ugaoni razmak u potiskivanju goriva elemenata koji opskrbljavaju leve cilindre u odnosu na desne prema redosledu potiskivanja je za $\approx 0,5$ stepeni ugla bregastog vratila pumpe manji (iznosi $\approx 29,5$).

2) Pomoćni klip u UMT ne stiže pri uglu 240 stepeni kolenastog vratila (slika B.2) što bi karakterisalo simetrične klipne mehanizme, već znatno ranije (pri $\approx 235,6$ stepeni KV).

3) Maksimalni hod pomoćnog klipa (rastojanje od SMT do UMT) iznosi 186,74 mm i veći je od maksimalnog hoda glavnog klipa koji je diktiran dužinom međuosnog rastojanja između velike i male pesnice glavne klipnjače (180 mm). Time je radna zapremina pomoćnih cilindara za $\approx 3,74$ % veća od radne zapremine glavnih cilindara. U istom procentu se povećava i ciklusna količina goriva za pomoćne cilindre u odnosu na glavne, pri podešavanju ciklusnih količina goriva koje isporučuju pojedini elementi pumpe na probnom stolu SCHENK za ispitivanje PVP.

4) Maksimalno rastojanje od čeonice površine pomoćnog klipa do ose kolenastog vratila je nešto manje ($\approx 409,3$ mm) od maksimalnog rastojanja koje se odnosi na glavni klip (410 mm), pa je i kompresiona zapremina u komori sagorevanja pomoćnih cilindara za $\approx 123,7$ mm³ manja u odnosu na glavne.

5) Različite radne i kompresione zapremine pomoćnih i glavnih cilindara rezultiraju razlikama u stepenima kompresije leve i desne strane motora, koje bi teoretski, respektivno, trebalo da iznose $\approx 13,54$, odnosno $\approx 13,65$.

Brzine v i ubrzanja a klipova naspramnih cilindara moraju zadovoljiti opšte relacije:

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \omega \quad (\text{B.5})$$

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \quad (\text{B.6})$$

Sa poznatim zakonima promene hoda glavnog klipa u funkciji ugla kolenastog vratila, brzina v_{kg} i ubrzanje a_{kg} glavnog klipa se računaju prema formulama:

$$v_{kg} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin\alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{d\beta_g}{d\alpha} \sin\beta_g \right) \quad (\text{B.7})$$

$$a_{kg} = R \cdot \omega^2 \cdot \left[\cos\alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \left[\frac{d^2\beta_g}{d\alpha^2} \cdot \sin\beta_g + \left(\frac{d\beta_g}{d\alpha} \right)^2 \cdot \cos\beta_g \right] \right] \quad (\text{B.8})$$

Isti princip se može primeniti i za proračun brzina v_{kp} i ubrzanje a_{kp} pomoćnog klipa:

$$v_{kp} = \omega \cdot \left[R \cdot \sin(\alpha - \gamma) + r \cdot \frac{d\beta_g}{d\alpha} \cdot \sin(\beta_g - \psi) + l \cdot \frac{d\beta_p}{d\alpha} \cdot \sin\beta_p \right] \quad (\text{B.9})$$

$$a_{kp} = \omega^2 \cdot \left[R \cdot \cos(\alpha - \gamma) + r \cdot \left[\frac{d^2\beta_g}{d\alpha^2} \cdot \sin(\beta_g - \psi) + \left(\frac{d\beta_g}{d\alpha} \right)^2 \cdot \cos(\beta_g - \psi) \right] + l \cdot \left[\frac{d^2\beta_p}{d\alpha^2} \cdot \sin\beta_p + \left(\frac{d\beta_p}{d\alpha} \right)^2 \cdot \cos\beta_p \right] \right] \quad (\text{B.10})$$

Bezdimenziona karakteristika mehanizma λ sračunava se prema izrazu:

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (\text{B.11})$$

Ugao otklona glavne klipnjače se računa se prema izrazu:

$$\beta_g = \arcsin(\lambda \cdot \sin\alpha) \quad (\text{B.12})$$

Konstantna ugaona veličina ψ definisana je kao razlika uglova γ_p i γ (slika B.1):

$$\psi = \gamma_p - \gamma \quad (\text{B.13})$$

Ugao otklona pomoćne klipnjače se računa prema izrazu:

$$\beta_p = \arcsin(A) \quad (B.14)$$

Pomoćna kinematska veličina A definisana je izrazom:

$$A = \frac{R}{l} \cdot \sin(\alpha - \gamma) - \frac{r}{l} \cdot \sin(\beta_g - \psi) \quad (B.15)$$

Prvi i drugi izvodi promenljivih β_g , A i β_p po uglu kolenastog vratila, koji se pojavljuju u prethodnim jednačinama, definisani su sledećim relacijama:

$$\frac{d\beta_g}{d\alpha} = \frac{\lambda \cdot \cos\alpha}{\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}} \quad (B.16)$$

$$\frac{d^2\beta_g}{d\alpha^2} = \frac{\lambda \cdot (\lambda^2 - 1) \cdot \sin\alpha}{(1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\alpha)^{3/2}} \quad (B.17)$$

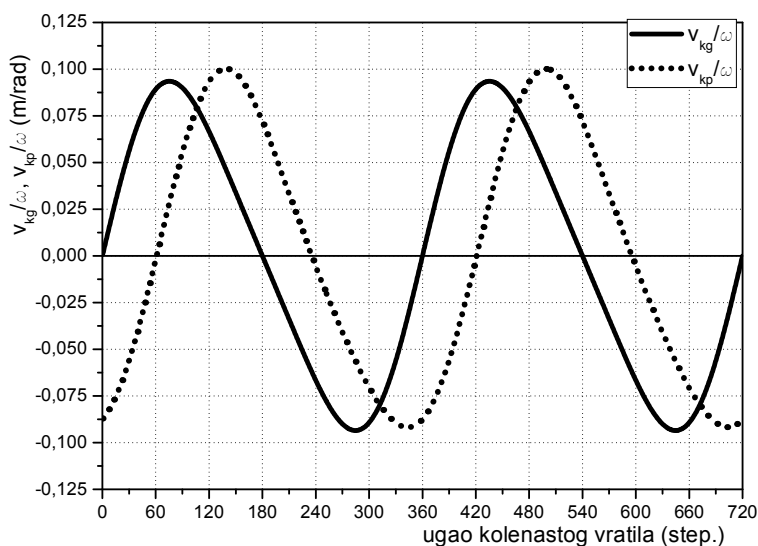
$$\frac{dA}{d\alpha} = \frac{R}{l} \cdot \cos(\alpha - \gamma) - \frac{r}{l} \cdot \cos(\beta_g - \psi) \cdot \frac{d\beta_g}{d\alpha} \quad (B.18)$$

$$\frac{d^2A}{d\alpha^2} = -\frac{R}{l} \cdot \sin(\alpha - \gamma) - \frac{r}{l} \cdot \left[\frac{d^2\beta_g}{d\alpha^2} \cdot \cos(\beta_g - \psi) - \left(\frac{d\beta_g}{d\alpha} \right)^2 \cdot \sin(\beta_g - \psi) \right] \quad (B.19)$$

$$\frac{d\beta_p}{d\alpha} = \frac{\frac{dA}{d\alpha}}{\sqrt{1-A^2}} \quad (B.20)$$

$$\frac{d^2\beta_p}{d\alpha^2} = \frac{\frac{d^2A}{d\alpha^2}}{\sqrt{1-A^2}} + \frac{A \cdot \left(\frac{dA}{d\alpha} \right)^2}{(1-A^2)^{3/2}} \quad (B.20)$$

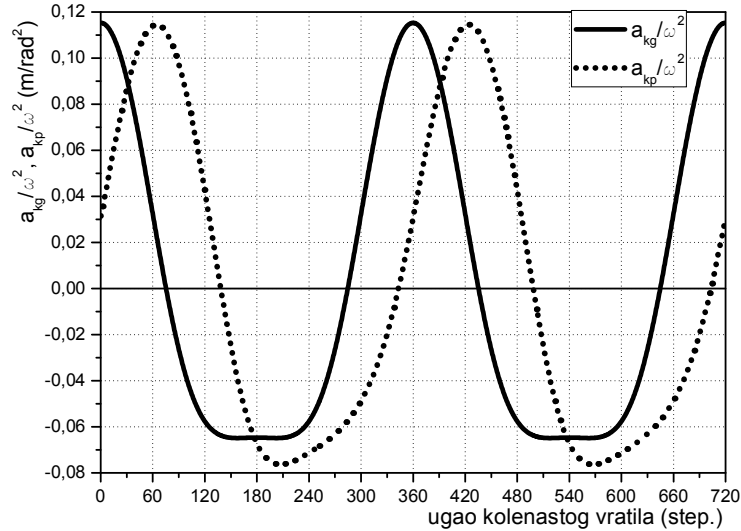
Vrednost bezdimenzionih karakteristika mehanizma λ za ispitivani motor je 0,28125 (90/320). Pošto je ugao $\gamma_p = 67$ stepeni, a ugao $\gamma = 60$ stepeni (slika B.1), ugao ψ ima vrednost $\psi = 7$ stepeni.



Slika B.3 – Relativne brzine glavnog i pomoćnog klipa u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila

Iz jednačina B.7 i B.9 se vidi da su brzine klipova u glavnom (v_{kg}) i pomoćnom (v_{kp}) cilindru direktno proporcionalne ugaonoj brzini kolenastog vratila ω . Jednačine B.8 i B.10 govore da su ubrzanja klipova u glavnom (a_{kg}) i pomoćnom (a_{kp}) cilindru direktno proporcionalna kvadratu ugaone brzine kolenastog vratila ω^2 . Dijagrami relativnih brzina, kao količnika trenutnih brzina klipova (v_{kg} i v_{kp}) i trenutne ugaone

brzine KV (ω) su prikazani na slici B.3. Dijagrami relativnih ubrzanja, kao količnika trenutnih ubrznja (a_{kg} i a_{kp}) i kvadrata trenutne ugaone brzine (ω^2) su dati na slici B.4. Parametri prikazani na slikama B.3 i B.4, iako nisu bezdimenzione veličine, predstavljaju karakteristike datog klipnog mehanizma proistekle iz njegove geometrije, pa su samo funkcije ugla obrtanja kolenastog vratila.



Slika B.4 – Relativna ubrzanja glavnog i pomoćnog klipa, u funkciji ugla kolenastog vratila računato od trenutka kada se glavni klip nalazio u SMT

Ovi dijagrami će poslužiti za bolje razumevanje problematike koja se odnosi na približno obređivanje momenata koji potiču od inercijalnih sila. U vezi sa tim, nije teško dokazati da i za glavni i za pomoćni klip važe sledeće opšte relacije:

$$\frac{ds}{d\alpha} = \frac{ds}{dt} \cdot \frac{dt}{d\alpha} = \frac{ds}{dt} \cdot \frac{1}{\omega} = \frac{v}{\omega} \quad (\text{B.21})$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2s}{d\alpha^2} &= \frac{d}{d\alpha} \left(\frac{ds}{d\alpha} \right) = \frac{d}{d\alpha} \left(\frac{v}{\omega} \right) = \frac{\frac{dv}{d\alpha} \cdot \omega - v \cdot \frac{d\omega}{d\alpha}}{\omega^2} = \frac{\frac{dv}{dt} \cdot \omega - v \cdot \frac{d\omega}{d\alpha}}{\omega^2} = \frac{\frac{a}{\omega} \cdot \omega - v \cdot \frac{d\omega}{d\alpha}}{\omega^2} = \\ &= \frac{a}{\omega^2} - \frac{v}{\omega^2} \cdot \frac{d\omega}{d\alpha} = \frac{a}{\omega^2} - \frac{v}{\omega} \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{d\omega}{d\alpha} = \frac{a}{\omega^2} - \frac{ds}{d\alpha} \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{d\omega}{d\alpha} \end{aligned} \quad (\text{B.22})$$

Član $\frac{d\omega}{d\alpha}$ se može napisati i u obliku:

$$\frac{d\omega}{d\alpha} = \frac{\frac{d\omega}{dt}}{\frac{d\alpha}{dt}} = \frac{1}{\omega} \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (\text{B.23})$$

gde je $\frac{d\omega}{dt}$ ugaono ubrzanje.

Veličine $\frac{ds}{d\alpha}$ i glavnog i pomoćnog klipa predstavljaju upravo relativne brzine $\frac{v}{\omega}$ tih klipova koje su prikazane na slici B.3. Već je rečeno da su ove veličine, za zadata geometriju složenog klipnog mehanizma, samo funkcije tekućeg ugla obrtanja kolenastog vratila α . Međutim, veličine $\frac{d^2s}{d\alpha^2}$ i za glavni i za pomoćni klip sadrže članove $\frac{a}{\omega^2}$ (slika B.4), koji su takođe samo funkcije tekućeg ugla obrtanja kolenastog vratila α ,

kao i članove $-\frac{ds}{d\alpha}$ (odnosno $\frac{v}{\omega}$) koji su pomnoženi sa $\frac{1}{\omega} \cdot \frac{d\omega}{d\alpha}$. Kako je ugaona brzina kolenastog vratila ω promenljiva, to znači da $\frac{d^2s}{d\alpha^2}$ nije jednostavna funkcija ugla obrtanja kolenastog vratila α za dati klipni mehanizam, kao što je slučaj sa $\frac{ds}{d\alpha}$, već se menja i u zavisnosti od trenutne ugaone brzine ω .

Preko opštih relacija (B.21) i (B.22) mogu se dobiti jednačine za izračunavanje veličina $\frac{ds}{d\alpha}$ i $\frac{d^2s}{d\alpha^2}$ glavnog i pomoćnog klipa, koje se direktno koriste za približno određivanje promenljivog momenta inercije na osnovu jednačine (3.91), i njegovog izvoda po uglu obrtanja kolenastog vratila na osnovu jednačine (3.92):

$$\frac{ds_{kg}}{d\alpha} = \frac{v_{kg}}{\omega} = R \cdot \left(\sin\alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{d\beta_g}{d\alpha} \sin\beta_g \right) \quad (\text{B.24})$$

$$\frac{d^2s_{kg}}{d\alpha^2} = \frac{a_{kg}}{\omega^2} - \frac{ds_{kg}}{d\alpha} \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{d\omega}{d\alpha} = R \cdot \left[\cos\alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \left[\frac{d^2\beta_g}{d\alpha^2} \cdot \sin\beta_g + \left(\frac{d\beta_g}{d\alpha} \right)^2 \cdot \cos\beta_g \right] \right] - \frac{1}{\omega} \cdot \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot R \cdot \left(\sin\alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{d\beta_g}{d\alpha} \sin\beta_g \right) \quad (\text{B.25})$$

$$\frac{ds_{kp}}{d\alpha} = \frac{v_{kp}}{\omega} = R \cdot \sin(\alpha - \gamma) + r \cdot \frac{d\beta_g}{d\alpha} \cdot \sin(\beta_g - \psi) + l \cdot \frac{d\beta_p}{d\alpha} \cdot \sin\beta_p \quad (\text{B.26})$$

$$\frac{d^2s_{kp}}{d\alpha^2} = \frac{a_{kp}}{\omega^2} - \frac{ds_{kp}}{d\alpha} \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{d\omega}{d\alpha} = \left[R \cdot \cos(\alpha - \gamma) + r \cdot \left[\frac{d^2\beta_g}{d\alpha^2} \cdot \sin(\beta_g - \psi) + \left(\frac{d\beta_g}{d\alpha} \right)^2 \cdot \cos(\beta_g - \psi) \right] + l \cdot \left[\frac{d^2\beta_p}{d\alpha^2} \cdot \sin\beta_p + \left(\frac{d\beta_p}{d\alpha} \right)^2 \cdot \cos\beta_p \right] \right] - \frac{1}{\omega} \cdot \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \left[R \cdot \sin(\alpha - \gamma) + r \cdot \frac{d\beta_g}{d\alpha} \cdot \sin(\beta_g - \psi) + l \cdot \frac{d\beta_p}{d\alpha} \cdot \sin\beta_p \right] \quad (\text{B.27})$$

Očigledno je da jednačine (B.24) do (B.27) nisu ni malo jednostavne, pogotovu za desnu stranu klipnog mehanizma, odnosno za pomoćni klip. S druge strane, uzimanje u obzir zavisnost $\frac{ds}{d\alpha}$ i $\frac{d^2s}{d\alpha^2}$ od ugla obrtanja kolenastog vratila α je neophodno ako se odlučimo da momente inercijalnih sila ne određujemo na osnovu realnog momenta inercije, već na osnovu aproksimacione jednačine (3.93), odnosno (3.94). Ako se uzme u obzir da greška izazvana ovakom aproksimacijom nije zanemarljiva, o čemu je diskutovano tački 4.2, postavlja se pitanje svrsihodnosti ovakve aproksimacije. Neko može reći da ni postupak proračuna momenata inercije segmeta KV (Prilog A) nije ništa jednostavniji, već naprotiv, što je tačno. Kao dodatni argument u prilog korišćenja aproksimacionih jednačina (3.93), odnosno (3.94) može poslužiti i činjenica da jednačine (B.24) do (B.27) imaju jasan analitički zapis, pa se direktno mogu primeniti za bilo koji odsečak kolenastog vratila uz vođenje računa o faznoj pomenosti radnih procesa, što je takođe tačno. Međutim, ako postoji potreba za procenom momenata inercijalnih sila, nema razloga da se to ne uradi na korektan način, tj. na osnovu izračunatog momenta inercije i njegovog izvoda po uglu kolenastog vratila, prema postupku opisanom u Poglavlju A, ili sličnim postupcima. Problem fazne pomenosti momenata inercije pojedinih segmenata u odnosu na segment za koji se direktno primenjuje proračun se vrlo jednostavno i lako može rešiti aproksimacijom relativno tačno određenog momenata inercije, kao periodično promenljive funkcije, Furijeovim trigonometrijskim polinomom (prema postupku opisanom u Prilogu C), kojim se usled grešaka numeričke interpolacije dobija njen približan analitički zapis, ali daleko tačniji od aproksimacije jednačine (3.94). Takav pristup je korišćen u ovom radu.

Prilog C Aproximacija periodičnih funkcija radnog procesa Furijeovim trigonometrijskim polinomom

Matematička teorija kaže da se svaka periodična funkcija može predstaviti u obliku beskonačnog trigonometrijskog reda, tzv. Furijeovog reda. Saglasno tome, bilo koji promenljivi parametar radnog procesa, kao funkcija ugla obrtanja kolenastog vratila (α), se može razložiti u oblik:

$$\begin{aligned} y &= f(\alpha) = Y_0 + y_1 \cdot \sin(\alpha + \gamma_1) + y_2 \cdot \sin(2 \cdot \alpha + \gamma_2) + \dots = \\ &= Y_0 + \sum_{k=1}^{\infty} y_k \cdot \sin(k \cdot \alpha + \gamma_k) \end{aligned} \quad (\text{C.1})$$

Razlaganjem svakog k -tog člana Furijeovog reda po trigonometrijskoj formuli za sinus zbira dva ugla:

$$\sin(k \cdot \alpha + \gamma_k) = \sin(k \cdot \alpha) \cdot \cos(\gamma_k) + \cos(k \cdot \alpha) \cdot \sin(\gamma_k) \quad (\text{C.2})$$

i zamenama vrednosti kod svakog k -tog člana po obrascima:

$$y_k \cdot \sin(\gamma_k) = A_k \quad y_k \cdot \cos(\gamma_k) = B_k \quad (\text{C.3})$$

Furijeov trigonometrijski red dobija oblik:

$$\begin{aligned} y &= f(\alpha) = Y_0 + B_1 \cdot \sin(\alpha) + B_2 \cdot \sin(2 \cdot \alpha) + \dots + A_1 \cdot \cos(\alpha) + A_2 \cdot \cos(2 \cdot \alpha) = \\ &= Y_0 + \sum_{k=1}^{\infty} B_k \cdot \sin(k \cdot \alpha) + A_k \cdot \cos(k \cdot \alpha) \end{aligned} \quad (\text{C.4})$$

Koeficijenti A_k i B_k kao i srednja vrednost funkcije Y_0 , izračunavaju se po poznatim formulama:

$$A_k = \int_0^{2\pi} f(\alpha) \cdot \cos(k \cdot \alpha) \cdot d\alpha \quad (\text{C.5})$$

$$B_k = \int_0^{2\pi} f(\alpha) \cdot \sin(k \cdot \alpha) \cdot d\alpha \quad (\text{C.6})$$

$$Y_0 = \int_0^{2\pi} f(\alpha) \cdot d\alpha \quad (\text{C.7})$$

a pošto iz jednačina (C.3) sledi da je:

$$A_k^2 + B_k^2 = y_k^2 \cdot \sin^2(\gamma_k) + y_k^2 \cdot \cos^2(\gamma_k) \quad (\text{C.8})$$

amplitude k -tih harmonika se mogu dobiti primenom jednačine:

$$H_k = \sqrt{A_k^2 + B_k^2} \quad (\text{C.9})$$

Ugao početne faze odgovarajućeg harmonika se dobija iz jednačine:

$$\operatorname{tg}(\gamma_k) = \frac{A_k}{B_k} \quad (\text{C.10})$$

odnosno:

$$\gamma_k = \operatorname{arctg} \frac{A_k}{B_k} \quad (\text{C.11})$$

Na prikazani način se neka funkcija koja se menja po periodičnom neharmonijskom zakonu može posmatrati kao suma funkcija koje imaju harmonijsku promenu. Kao što se vidi, svaki harmonik funkcije razložen u Furijeov trigonometrijski red ima sopstvenu amplitudu i sopstvenu frekvenciju, koja je onoliko puta veća od osnovne frekvencije koliki je redni broj harmonika— k .

Pri harmonijskoj analizi i sintezi bilo koje analitički zadate periodične funkcije, treba obratiti pažnju na sledeće osobine ovog postupka:

- 1) Veličina koeficijenata pojedinih harmonika može konvergirati ili divergirati sa porastom broja harmonika.
- 2) Veličina koeficijenata pojedinih harmonika monotono konvergira samo ukoliko periodična funkcija ima neprekidne izvode višeg reda.
- 3) Brzina konvergencije niza koeficijenata nastalih harmonijskom analizom raste sa smanjenjem broja intervala u kojima su ona i njeni izvodi prekidni.
- 4) Veličina broja harmonika utiče bitno na veličine grešaka pri aproksimaciji bilo koje periodične funkcije, a sa porastom broja usvojenih harmonika greška se smanjuje. Ovo je važna osobina pri harmonijskoj sintezi analitički zadatih periodičnih funkcija, koja važi i za tablične funkcije. U konkretnom problemu, tamo gde je potrebno postići veću tačnost, odnosno manju grešku prilikom aproksimacije, treba uzeti što veći broj harmonika, dok se u slučajevima gde se, na primer, sinteza koristi za filtriranje podataka uzima manji broj harmonika.
- 5) Potpuna tačnost pri sintezi analitički zadatih funkcija se može uvek postići ako broj harmonika teži beskonačnosti. Kod tabličnih funkcija zbog grešaka numeričke interpolacije apsolutna tačnost se ne može postići, ali je za dovoljno veliki broj harmonika ta greška jako mala.
- 6) Izbor broja harmonika pri aproksimaciji funkcije Furijeovim redom, ne utiče na veličinu amplituda pojedinih harmonika.

Prethodne jednačine su predviđene za primenu samo kada je periodična funkcija zadata analitički, dok su periodične funkcije radnog procesa tablične funkcije. U tom slučaju se harmonijska analiza i sinteza vrši numeričkom metodom. Osnovni zahtev koji pri tome moraju ispuniti tablične funkcije je da one predstavljaju skup određenog broja elementarnih intervala sa jednakim razmakom po apscisi (uglu obrtanja KV). Tada se integrali po kojima se određuju Furijeovi koeficijenti A_k i B_k , kao i srednja vrednost Y_0 – jednačine (C.5) do (C.7), zamenjuju konačnim sumama.

Principijelno, kod aritmetičke metode harmonijske analize i sinteze tablične periodične funkcije sa m tačaka, kao i kod analitički zadatih funkcija, za osnovni period funkcije se uzima 2π . Činjenica da period funkcija radnog procesa četvorotaktnog motora iznosi 4π ne pravi nikakav problem. Koordinate svake tačke tablične funkcije mogu se označiti kao $(x_0, y_0), (x_1, y_1), \dots, (x_m, y_m)$, gde apscise ovih tačaka imaju vrednost: $x_0, x_1 = 2\pi/m, x_2 = 2 \cdot 2\pi/m, \dots, x_m = m \cdot 2\pi/m = 2\pi$. Ako se sada tekući ugao kolena kolenastog vratila označi sa x_i , vrednosti tablične funkcije $f(\alpha)$ sa y_i , a diferencijal $d\alpha$ zameni sa $\Delta\alpha = 2\pi/m$, formule za izračunavanje Furijeovih koeficijenata i srednje vrednosti bilo koje periodične funkcije radnog procesa četvorotaktnog motora izražene u funkciji ugla obrtanja kolenastog vratila se mogu aproksimirati sledećim izrazima:

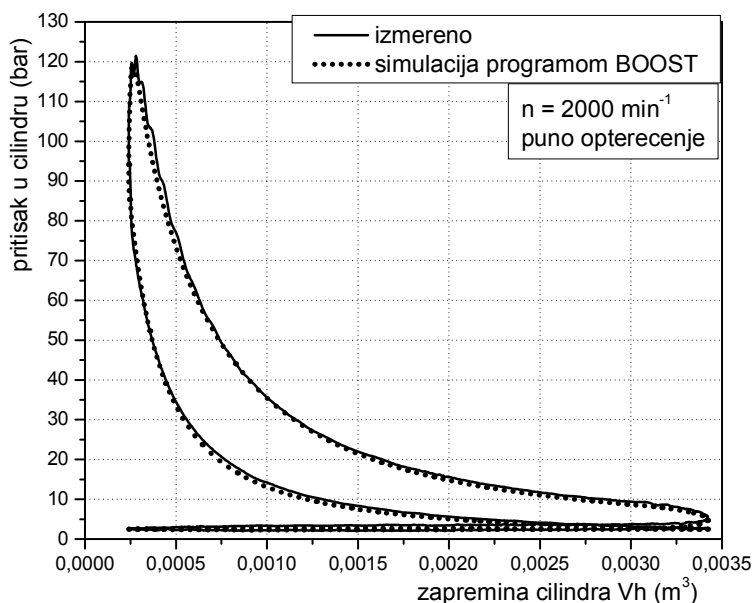
$$\left. \begin{aligned} A_k &= \frac{1}{\pi} \sum f(\alpha) \cdot \frac{2\pi}{m} \cdot \cos(k \cdot \alpha) = \frac{2\pi}{m} \sum_{i=0}^m y_i \cdot \cos(k \cdot x_i \cdot i) = \frac{2\pi}{m} \sum_{i=0}^m y_i \cdot \cos\left(k \cdot x_i \cdot \frac{2\pi}{m}\right) \\ B_k &= \frac{1}{\pi} \sum f(\alpha) \cdot \frac{2\pi}{m} \cdot \sin(k \cdot \alpha) = \frac{2\pi}{m} \sum_{i=0}^m y_i \cdot \sin(k \cdot x_i \cdot i) = \frac{2\pi}{m} \sum_{i=0}^m y_i \cdot \sin\left(k \cdot x_i \cdot \frac{2\pi}{m}\right) \\ Y_0 &= \frac{1}{\pi} \sum f(\alpha) \cdot \frac{2\pi}{m} = \frac{2\pi}{m} \sum_{i=0}^m y_i \end{aligned} \right\} \quad (C.12)$$

Amplituda svakog k -tog harmonika (H_k) i njemu odgovarajući ugao početne faze (γ_k) se, kao i kod analitički zadatih funkcija, izračunavaju prema izrazima (C.9) i (C.11). Tačnost aproksimacije se povećava sa brojem tačaka tablične funkcije (m).

Prilog D Rezultati simulacije uticaja poremećaja u procesu ubrizgavanja goriva na radni proces primenom programa za simulaciju radnog procesa

Simulacija radnog procesa motora u cilju sagledavanja uticaja poremećaja u sistemu ubrizgavanja na tok pritiska u cilindru izvršena je primenom simulacionog programa BOOST firme AVL, prema uputstvu proizvođača programa [76].

U ovom Prilogu će se analizirati uticaj dva osnovna poremećaja u procesu ubrizgavanja goriva na radni proces motora, koja nisu u vezi sa potencijalnim neispravnostima sistema ubrizgavanja, već su više posledica neusaglašenosti u realnom odvijanju radnih procesa i parametara procesa ubrizgavanja goriva, koji su se u vanmotorskim ispitivanjima, za najdužu cev visokog pritiska, pokazali kao optimalni. Misli se na poremećaje u uglu predubrizgavanja i ciklusnoj količini goriva kod pojedinih cilindara motora, koje mogu biti izazvene brojnim faktorima detaljno analiziranim u tački 8.2, a čiji negativan uticaj na radne procese tih cilindara se nije mogao predvideti pri vanmotorskim ispitivanjima sistema za ubrizgavanje.



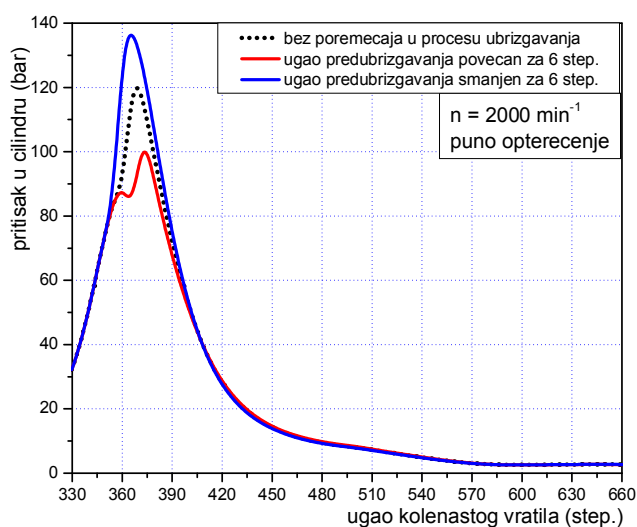
Slika D.1 – Izmereni tok pritiska i tok pritiska simuliran programom AVL BOOST u funkciji promene radne zapremine pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju

Modeliranje je izvršeno uprošćeno tako da nije uziman u obzir rad turbine i kompresora, već su iskorišćene snimljene vrednosti srednjih pritiska u usisnom i izduvnom kolektoru. Ostali delovi procesa: usisavanje (iz prostora uvećanog pritiska u usisnom kolektoru), izduvavanje (u prostor izduvnog kolektora), izdizanje ventila, prelaz toplote u cilindru, osobine gasova i goriva, modelirani su realno. Proces sagorevanja je modeliran dvostrukom Vibe funkcijom pri čemu su parametri određeni tako da se dobije dobro slaganje sa izmerenim pritiskom.

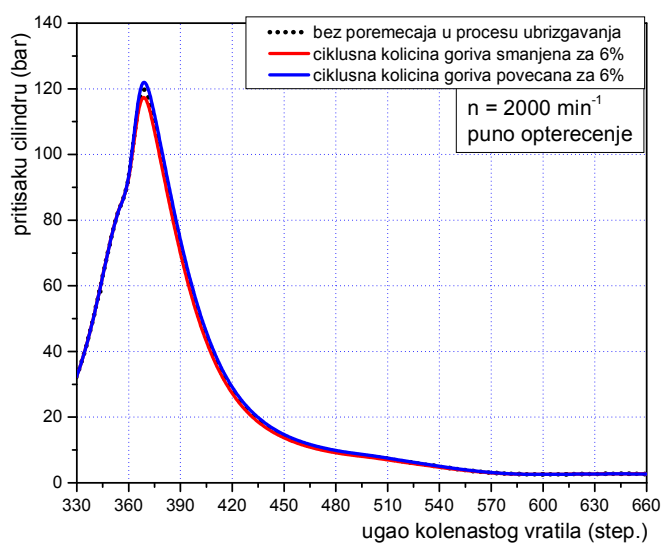
Treba istaći da pri variranju ugla predubrizgavanja nisu menjani parametri Vibe funkcija koji opisuju dovođenja toplote, što nije sasvim korektno. U stvarnosti, verovatno se pri ranijem ubrizgavanju povećava period pritajenog sagorevanja pa raste i nekontrolisano sagorevanje, i obrnuto. Ipak, promene parametara Vibe funkcija u ovom slučaju ne mogu biti toliko izražene da se onemogućiti solidna procena šta se približno

dogada sa radnim procesom kada dođe do opisanih poremećaja tokom ubrizgavanja goriva.

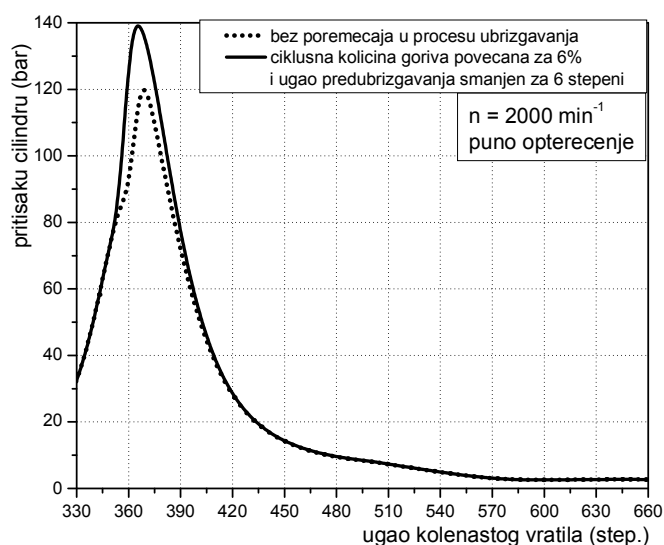
Uporedni dijagram izmerenog i modeliranog toka pritiska u funkciji promene radne zapremine pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju prikazan na slici D.1, kao i adekvatni $p - \alpha$ dijagram prikazan na slici 8.6, pokazuju da se simulacioni model dosta dobro približio realnom radnom ciklusu. Ovim je ispunjen osnovni preduslov da ova analiza bude dovoljno validna za procenu realnih dešavanja u uslovima većih odstupanja ugla predubrizgavanja i ciklusne količine goriva kod pojedinih cilindara, za koje se pokazalo da su kod ispitivanog motora sasvim moguće. Sve analize koje slede se odnose na rezultate simulacije programa AVL BOOST, gde je bazna kriva pritiska za koju se predpostavlja da reprezentuje regularan radni ciklus bez poremećaja u procesu ubrizgavanja, na slikama D.1 i 8.6 predstavljena tačkasto.



Slika D.2 – Uticaj odstupanja ugla predubrizgavanja za +6 i -6 stepeni na tok pritiska u cilindru simuliran programom AVL BOOST, pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju



Slika D.3 – Uticaj odstupanja ciklusne količine goriva za +6 i -6 % na tok pritiska u cilindru simuliran programom AVL BOOST, pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju



Slika D.4 – Zbirni uticaj povećanja ciklusne količine goriva za 6% i smanjenja ugla predubrizgavanja za 6 stepeni na tok pritiska u cilindru simuliran programom AVL BOOST, pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju

Početna analiza se zasnivala na simulaciji nešto većeg, ali realno mogućeg, poremećaja u uglu predubrizgavanja, i nešto manjeg poremećaja u ciklusnoj količini goriva, kako bi se dobila orijentaciona predstava o efektima i specifičnostima njihovog uticaja na radni proces motora. Simulirane su sledeće varijante:

- 1) Ugao predubrizgavanja je u jednom slučaju povećan za 6 stepeni po uglu obrtanja kolenastog vratila, a zatim smanjen za 6 stepeni po uglu obrtanja kolenastog vratila. Rezultati ove simulacije su prikazani na slici D.2, i može se zaključiti da ovakva vrsta poremećaja dovodi do vidnog odstupanja u toku krive pritiska koja se može registrovati i vizuelno. Promene su naročito intenzivne u neposrednoj okolini pre i posle spoljne mrtve tačke, dok se dublje u toku takta ekspanzije teže uočavaju.
- 2) Ciklusna količina goriva je u jednom slučaju povećana za 6%, a zatim smanjena za 6% u odnosu na vrednost izmerenu tokom eksperimenta, a koja je poslužila kao ulazni podatak programa AVL BOOST. Rezultati ove simulacije su prikazani na slici D.3, i već na prvi pogled se može zaključiti da ovakva vrsta poremećaja dovodi do odstupanja u toku krive pritiska koja se se ne može tako lako registrovati vizuelnim putem, kao što je to bilo u prethodnom slučaju. Dosta blage promene, u vidu neravnomernog ofseta, prisutne su i tokom faze regularnog sagorevanja i tokom celog takta ekspanzije.
- 3) Ciklusna količina goriva je povećana za 6%, a ugao predubrizgavanja je istovremeno smanjen za 6 stepeni po uglu obrtanja kolenastog vratila. Rezultati ove simulacije, prikazani na slici D.4, imali su za cilj da ukažu na relanu mogućnost većeg doprinosa nekog od cilindara ukupnom momentu gasnih sila izazvanu teško predvidljivim zbirnim uticajem poremećaja u procesu ubrizgavanja goriva. Ciklusna količina goriva je mogla biti povećana i za više od 6%, pošto je takav slučaj realno vrlo moguć, ali ne i preko neke razumne granice limitirane koeficijentom viška vazduha, kako se ne bi došlo u situaciju da se simulira situacija prebogate smeše goriva i vazduha koja ne može cela da sagori. Iz tog razloga gornji limit u ciklusnoj količini pri simulaciji pomoću programa

AVL BOOST nije premašivao povećanje od 10%, ne znači da i sa uvećanjem ciklusne količine goriva iznad 10% sva smeša ne bi regularno sagorela. S druge strane donji limiti u smanjenju ciklusne količine goriva pri ovoj simulaciji bi mogao biti i veći od maksimalno postavljenih 20%, pošto je takva situacija bez ikakvih ograničenja realno sasvim moguća.

Sumarni rezultati analize svih prethodno simuliranih varijanti poremećaja u procesu ubrizgavanja goriva su dati u tabeli D.1, gde su kao pokazatelji efekata ovih poremećaja poslužile dobijene vrednosti srednjeg indikatorskog pritiska i maksimalnog pritiska gasa u cilindru. Dva najbitnija zaključka, koja su već pomenuta u tački 8.2, glase:

- 1) Pomeranje ugla predubrizgavanja osetno utiče na maksimalni pritisak, ali znatno manje na srednji indikatorski pritisak nego varijacije u ciklusnoj količini goriva.
- 2) Varijacije u ciklusnoj količini goriva utiču sasvim drugačije, vrlo malo na maksimalni pritisak, ali značajnije na srednji indikatorski pritisak, i to približno kao i procenat promene ciklusne količine goriva (oko 5,5% pri promeni ciklusne količine goriva za 6%).

Tabela D.1 – Uticaj vrste poremećaja u procesu ubrizgavanja na srednji indikatorski pritisak i maksimalni pritisak gasa u cilindru

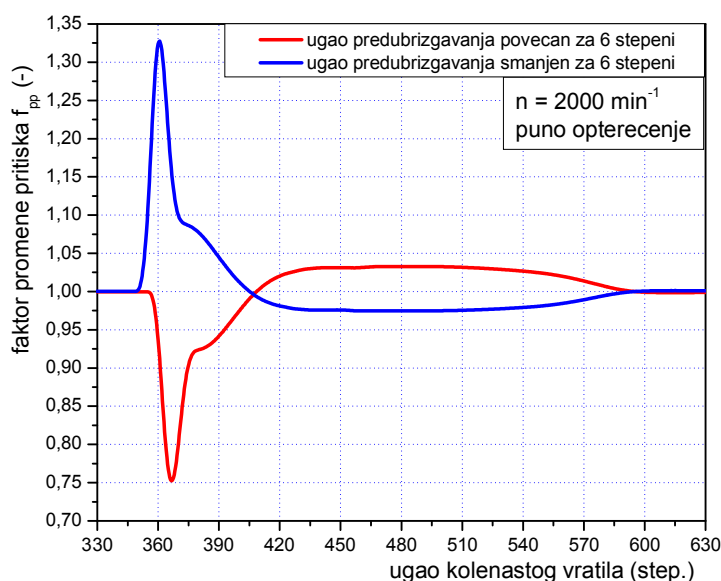
vrsta poremećaja u procesu ubrizgavanja	p_i		procenat p_i u odnosu na slučaj bez poremećaja		p_{max}		procenat p_{max} u odnosu na slučaj bez poremećaja	
	bar	%	bar	%	bar	%		
bez poremećaja	15,47	100	120	100				
ugao predubrizgavanja veći za 6 step.	14,77	95,47	100	83,33				
ugao predubrizgavanja manji za 6 step.	15,95	103,10	136,25	113,54				
ciklusna količina goriva veća za 6%	16,33	105,56	122	101,67				
ciklusna količina goriva manja za 6%	14,62	94,51	117,4	97,83				
ugao predubrizgavanja manji za 6 step. i ciklusna količina goriva veća za 6%	16,83	108,79	139	115,83				

Postavlja se pitanje kako rezultate ove analize najadekvatnije iskoristiti pri postavljanju principa korekcije momenata gasnih sila tokom optimizacije matematičkog modela razvijenog u sklopu ovog rada. Pri tome treba voditi računa da matematički model već ima dovoljno mnogo nepoznatih parametara koje treba identifikovati, pa za korekciju momenata gasnih sila cilindara motora koji nisu indicirani (10) ne bi imalo smisla koristiti više od jednog parametra. Zatim, usvojeni princip korekcije mora biti jedinstven za sve neindicirane cilindre i mora imati fizičko opravdanje u pogledu cilja koji se ovom korekcijom teži ispuniti. Prva stvar koja se nameće na tom putu je da se potraži količnik pritiska dobijenih simulacijom napred opisanih različitih vrsta poremećaja u procesu ubrizgavanja (p_{cil}^p) i bazne krive za koju se predpostavlja da reprezentuje radni ciklus sa optimalnim, neporemećenim parametrima ubrizgavanja (p_{cil}). Taj količnik očigledno nije konstanta, već je promenljiva funkcija koja bi se mogala nazvati faktorom promene pritiska (f_{pp}) definisana izrazom:

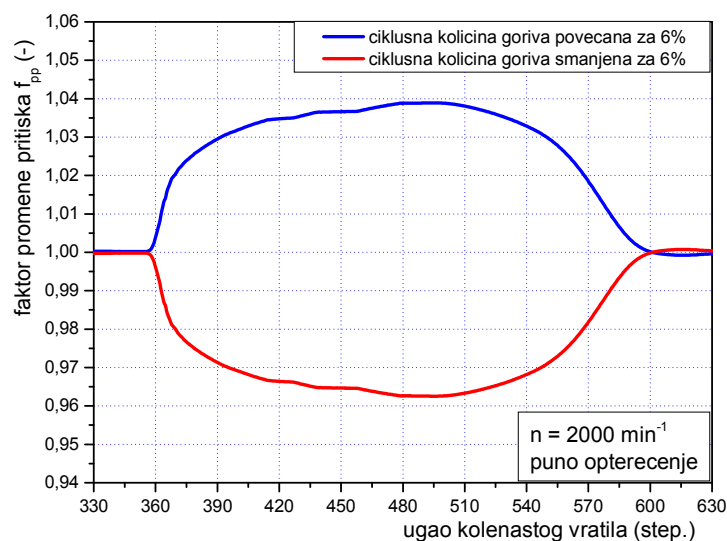
$$f_{pp} = \frac{p_{cil}^p}{p_{cil}} \quad (D.1)$$

Na slikama D.5, D.6 i D.7 su prikazani tokovi faktora promene pritiska za sve varijante poremećaja u procesu ubrizgavanja analizirane programom AVL BOOST, pri broju obrtaja 2000 min^{-1} i punom opterećenju, i to:

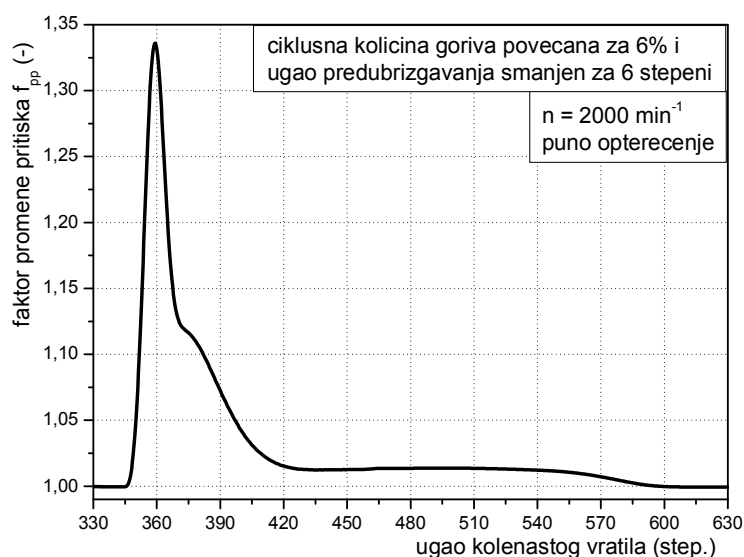
- na slici D.5 su prikazani faktori promene pritiska kod odstupanja ugla predubrizgavanja za +6 stepeni (kriva crvene boje) i -6 stepeni (kriva plave boje),
- na slici D.6 su prikazani faktori promene pritiska kod odstupanja ciklusne količine goriva za +6 % (kriva plave boje) i -6 % (kriva crvene boje),
- na slici D.7 je prikazan faktor promene pritiska kod istovremenog odstupanja ciklusne količine goriva za +6 % i ugla predubrizgavanja od -6 stepeni.



Slika D.5 – Faktori promene pritiska kod odstupanja ugla predubrizgavanja za +6 i -6 stepeni simulirane programom AVL BOOST, pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju

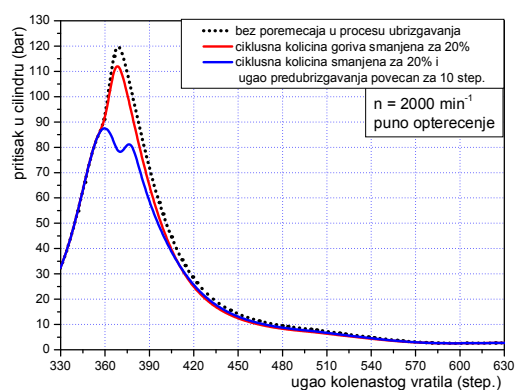


Slika D.6 – Faktori promene pritiska kod odstupanja ciklusne količine goriva za +6 i -6 % simulirane programom AVL BOOST, pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju

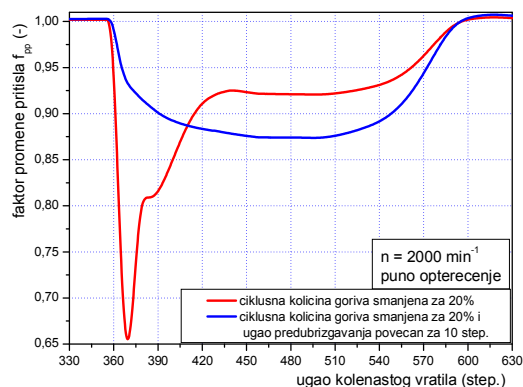


Slika D.7 – Faktor promene pritiska kod odstupanja ciklusne količine goriva za +6 % i ugla predubrizgavanja od -6 stepeni simulirane programom AVL BOOST, pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju

Tokovi faktora promene pritiska za različite vrste simuliranih poremećaja u procesu ubrizgavanja prikazani na slikama D.5, D.6 i D.7 ukazuju da ne bi bilo nemoguće jednim parametrom aproksimirati svaki od simuliranih poremećaja pojedinačno, ali je prosto nemoguće postaviti univerzalni jedinstven kriterijum za sve vrste simuliranih, a realno sasvim mogućih poremećaja. Međutim, za sve njih je zajednička jedna osobina, a to je da na ugaonom intervalu obrtanja kolenastog vratila od 360 stepeni, u nekim slučajevima i pre 360 stepeni, do 600 stepeni, ili nešto manje od 600 stepeni, funkcija f_{pp} ima promenljiv tok, a na ostalom delu svog domena je konstantna i praktično jednaka jedinici.



a



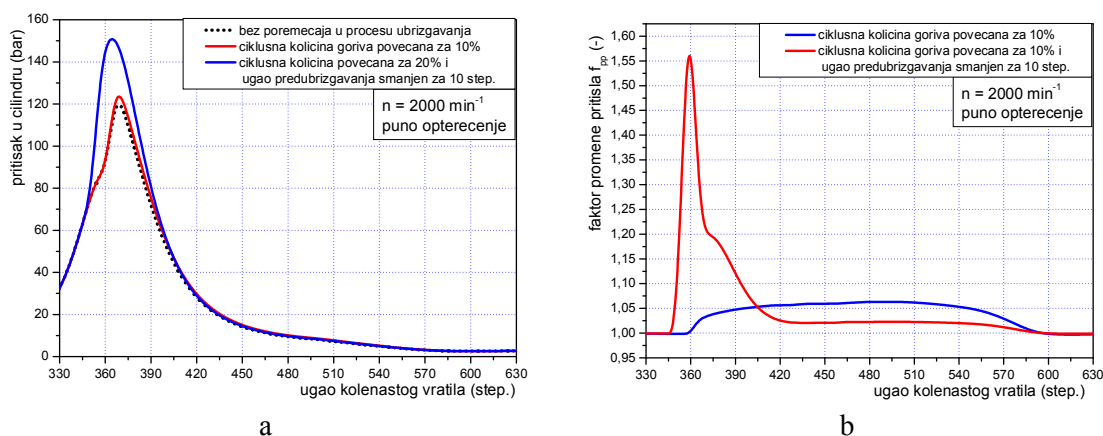
b

Slika D.8 – Uticaji odstupanja ciklusne količine goriva za -20 % i zbirnog uticaja odstupanja ciklusne količine goriva za -20 % i ugla predubrizgavanja za +10 stepeni na tok pritiska u cilindru simuliran programom BOOST (a), i faktori promene pritiska za te slučajeve (b), pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju

Razmatrane su još neke varijante, ovog puta malo ekstremnijih poremećaja u procesu ubrizgavanja goriva koje bi u realnim uslovima bile moguće, a koje bi mogle opravdati rezultate optimizacije matematičkog modela u pogledu ekstremno neefektivnih i

ekstremno efektivnih cilindara motora. Odgovarajući dijagrami su prikazani na slikama D.8 i D.9, i to:

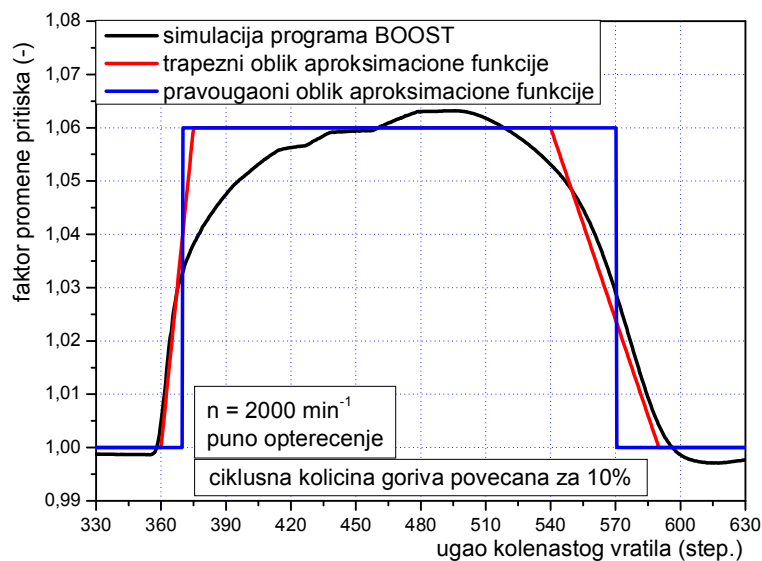
- Na slici D.8 a su prikazani uticaji odstupanja ciklusne količine goriva za -20% i zbirnog uticaja odstupanja ciklusne količine goriva za -20% i ugla predubrizgavanja za +10 stepeni, na tok pritiska u cilindru simuliran programom AVL BOOST, pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju. Faktori promene pritiska za te slučajeve su dati na slici D.9 b. Ovakva, ili slična kombinacija nepovoljnih parametara ubrizgavanja bi na sasvim zadovoljavajući način mogla opisati izrazito neefektivni rad nekog od cilindara, ostavljajući mogućnost da njegov srednji moment gasnih sila bude i za više od 30% degradiran u odnosu na referentni, indicirani cilindar.



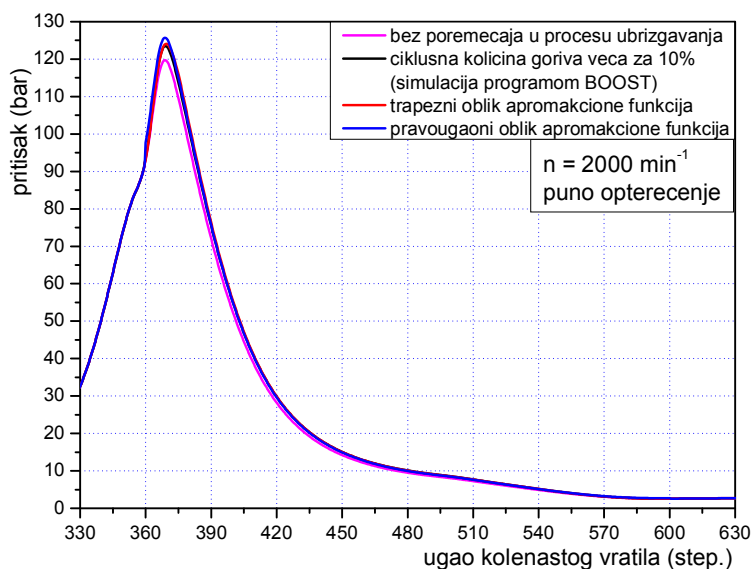
Slika D.9 – Uticaji odstupanja ciklusne količine goriva za +10% i zbirnog uticaja odstupanja ciklusne količine goriva za +10% i ugla predubrizgavanja za -10 stepeni na tok pritiska u cilindru simuliran programom AVL BOOST (a), i faktori promene pritiska za te slučajeve (b), pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju

- Na slici D.9 a su prikazani uticaji odstupanja ciklusne količine goriva za +10% i zbirnog uticaja odstupanja ciklusne količine goriva za +10% i ugla predubrizgavanja za -10 stepeni na tok pritiska u cilindru simuliran programom AVL BOOST, pri 2000 min^{-1} i punom opterećenju. Faktori promene pritiska za te slučajeve su prikazani na skici D.9 b Ovakva, ili slična kombinacija parametara ubrizgavanja bi mogla opisati izrazito efektivniji rad nekog od cilindara, ali bi se teško mogla opravdati mogućnost da njegov srednji moment gasnih sila pređe određeni limit. Orijentaciona procena bazirana na izmerenom protoku vazduha kroz usisni sistem motora i izračunatom koeficijentu viška vazduha ukazuje da taj limit ne bi smeo da bude veći od oko +30% u odnosu na referentni, indicirani cilindar, pod uslovom da taj referentni cilindar zaista predstavlja cilindar kod koga nisu u velikoj meri prisutna odstupanja parametara ubrizgavanja, kako je na samom početku ove analize pretpostavljeno. Međutim, mnogi pokazatelji govore da indicirani cilindri ne reprezentuju srednje efektivne cilindre, pa je jako moguće da su njihovi radni procesi, u manjoj ili većoj meri, praćeni poremećajima u sistemu ubrizgavanja koji se ovde analiziraju, negativno utičući na njihovu efektivnost. U tom smislu bi se donekle mogli opravdati rezultati optimizacije matematičkog modela na rezonantnih 1950 min^{-1} gde su identifikovana najveća odstupanja radnih procesa po cilindrima, sa posebnim

naglaskom na drugi levi i šesti desni cilindar gde su zabeležene ekstremno velike vrednosti srednjih momentima gasnih sila—slika 8.23 d.



Slika D.10 – Aproksimacija faktora promene pritiska (f_{pp}) u slučaju simulacije uvećane ciklusne količine goriva za 10% primenom programom AVL BOOST korišćenjem trapeznog i pravougaonog oblika aproksimacione funkcije (2000 min^{-1} , puno opterećenje)



Slika D.11 – Promene toka pritiska usled pretpostavljene povećane ciklusne količine goriva za 10% dobijene simulacionim programom AVL BOOST, primenom trapeznog oblika aproksimacione funkcije i pravougaonog oblika aproksimacione funkcije

Ovom dosta ograničenom broju prikazanih rezultati simulacije uticaja odstupanja u procesu ubrizgavanja goriva na radne procese u cilindrima bi se mogla pridružiti i takva odstupanja ciklusnih količina goriva koja bi za posledicu imale povećanje ili smanjenje srednjih momenata gasnih sila po cilindrima, a da pri tome uglovi predubrizgavanja imaju vrednosti koje utiču sasvim suprotno, čime bi se broj mogućih, sasvim različitih oblika faktora promene pritiska (f_{pp}) povećao do širokih granica. Pokušaj postavljanja nekog univerzalnog principa koji bi obuhvatao sve moguće oblike faktora promene

pritiska (f_{pp}) je dakle, uzaludan posao. Ali ako se za cilj postavi težnja da se proceni što realniji srednji indikatorski pritisak svakog od cilindara, koji je direktno srazmeran srednjem momentu gasnih sila, čime bi se postigla ravnoteža momenata u matematičkom modelu na nivou celog sistema, onda se za takav cilj ne mora reći da je neostvarljiv. Ako se uporedi tok faktora promene pritiska (f_{pp}) samo za slučaj povećane ili smanjene ciklusne količine goriva (npr. slika D.6), u odnosu na tok tog faktora samo za slučaj odstupanja u uglu predubrizgavanja (npr. slika D.5), jasno se može zaključiti da se krive sa slike D.6 mogu znatno lakše aproksimirati nekom relativno jednostavnom funkcijom nego što je to slučaj sa krivim prikazanim na slici D.5. Na slici D.10 je praktično pokazano da se faktor promene pritiska (f_{pp}) u slučaj simulacije uvećane ciklusne količine goriva za 10%, može dosta jednostavno aproksimirati korišćenjem trapeznog ili pravougaonog oblika aproksimacione funkcije. I u jednom i u drugom slučaju su aproksimacione funkcije zavisne samo od jedne promenljive, a to je upravo faktor korekcije momenta gasnih sila kao konstantna veličina koju je potrebno identifikovati.

Efekat ovih aproksimacija je prikazan na slici D.11 gde je bazna kriva pritiska, bez poremećaja u procesu ubrizgavanja (kriva pink boje), poslužila da se programom AVL BOOST simulira povećana ciklusna količina goriva za 10% (kriva crne boje), zatim je ta ista bazna kriva korigovana trapeznim oblikom aproksimacione funkcije (kriva crvene boje), i na kraju je bazna kriva korigovana i pravougaonim oblikom aproksimacione funkcije (kriva plave boje). Vizuelno bi se moglo reći da su odstupanja krivih crne, crvene i plave boje dosta mala, skoro neprimetna, što potvrđuju i dobijene vrednosti srednjih indikatorskih pritisaka koje se nisu razlikovale za više od 0,15 bar-a.

Sa slike D.10 je jasno da trapezni oblik aproksimacione funkcije vernije prati krivu faktora promene pritiska (f_{pp}), ali je taj oblik aproksimacije nešto složeniji pošto uzima u obzir i uglove koje velika osnovica trapeza gradi sa kracima. Veći je problem u tome što ti uglovi nisu konstantni, već se menjaju za različite vrednosti poremećaja u ciklusnoj količini goriva, pa se ni sa ovim principom aproksimacije ne može postaviti neko univerzalno pravilo za sva moguća odstupanja u ciklusnoj količini goriva. Iz ovoga se pravougaoni oblik aproksimacione krive faktora promene pritiska kao odskočne funkcije na ugaonom domenu od 370 do 570 stepeni ugla obrtanja kolenastog vratila iskristalisao kao optimalnije, jednostavnije i univerzalnije rešenje. Ovaj princip aproksimacije dosta verno opisuje varijacije radnih procesa u nekom od cilindara usled poremećaja u ciklusnoj količini goriva, i po vrednostima srednjeg indikatorskog pritiska i po obliku krive pritiska, pod uslovom da je Markvartova metoda približno tačno identifikovala faktor korekcije momenta gasnih sila. Za poremećaje samo u uglu predubrizgavanja se ne može očekivati da će usvojeni princip korekcije dati dobro poklapanje korigovane i realne krive pritiska, ali se za kombinovane poremećaje (i po uglu predubrizgavanja i po ciklusnoj količini goriva), može očekivati bolje poklapanje korigovane i realne krive pritiska. Imajući u vidu da varijacije u ciklusnoj količini goriva značajnije utiču na srednji indikatorski pritisak (tj. srednji moment gasnih sila), nego što je to slučaj sa varijacijama u uglovima predubrizgavanja (tabela D.1), te da su verovatnije ekstremne varijacije u ciklusnim količinama goriva nego ekstremne varijacije u uglovima predubrizgavanja, moglo bi se očekivati da usvojeni, praktično bezalternativni princip korekcije ispuni svoj osnovni cilj, a to je realnija procena srednjih indikatorskih pritisaka u pojedinim cilindrima motora.

Literatura

- [1] M. Tomić, Identifikacija parametara matematičkog modela strujno-termodinamičkih procesa dizel motora, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Doktorska disertacija, 1987, Beograd.
- [2] A. Milašinović, I. Filipović, A. Hribernik, Contribution to the definition of the torsion stiffness of the crankshaft of a diesel engine used in heavy-duty vehicles, JAUTO1126, IMechE Vol. 223 Part D: J. Automobile Engineering 2009, ISSN 0954-4070, pp. 921-930.
- [3] A. Milašinović, Uticaj translatornih masa krivajnog mehanizma na torzione oscilacije koljenastog vratila, magistarski rad, Mašinski fakultet Univerziteta u Banja Luci, Banja Luka, 2001.
- [4] A. Milašinović, Matematičko modelovanje i eksperimentalno ispitivanje nelinearnih torzionih oscilacija koljenastog vratila motora sus, doktorska disertacija, Mašinski fakultet Univerziteta u Banja Luci, Banja Luka, oktobar 2006.
- [5] I. Filipović, Motori s unutarnjim izgaranjem-Dinamika i oscilacije, Mašinski fakultet u Sarajevu 2007, ISBN 978-9958-601-14-9.
- [6] V. Spasić, Problem torzionih oscilacija kolenastog vratila motora SUS, magistarski rad, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd mart 1990.
- [7] M. Cvetić, Istraživanje realnih gasotermodinamičkih parametara sprege dizel motor-turbokompresora, magistarski rad, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd jul 1990.
- [8] M. Štavljanin, Istraživanje procesa ubrizgavanja kod višecilindričnog dizel motora pri nestacionarnim uslovima rada sistema za ubrizgavanje goriva, doktorska disertacija, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd 2007.
- [9] R. Jankov, Matematičko modeliranje strujno-dinamičkih procesa i pogonskih karakteristika dizel motora, kvazistacionarni modeli, I deo, osnovi, Naučna knjiga, Beograd 1984.
- [10] K. E. Hafner, H. Maass, Torsionsschwingungen in der verbrennungskraftmaschinen, Springer-Verlag, Wien, New York, 1986.
- [11] G. Hohenberg, Definition und Eigenschaften des termodinamischen Verlustwinkels von Kolbenmaschinen, Automobil industrie 4/76, pp 15-21, DK 621.43/512:621.1.016.7, 1976.
- [12] G. Hohenberg, I. Killmann, Basic findings from measurement of the combustion process, XIX FISITA Congress, Melbourne, 1982.
- [13] M. Tazerout, O. Le Corre, and S. Rousseau, TDC determination in IC engines based on the thermodynamic analysis of the Temperature-Entropy diagram, SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 1999-01-1489, May 1999. [Online]. Available: <http://papers.sae.org/1999-01-1489>
- [14] E. Pipitone, A. Beccari, Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach, Applied Thermal Engineering, vol. 30, no. 14-15, pp. 1914-1926, Oct. 2010.

http://peer.ccsd.cnrs.fr/docs/00/50/52/00/PDF/PEER_stage2_10.1016%252Fj.appltherm_aleng.2010.04.012.pdf

[15] N. Miljić, Istraživanje optimalnog upravljanja sistemom paljenja oto motora primenom veštačkih neuronskih mreža, doktorska disertacija, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, 2012.

<https://fedorabg.bg.ac.rs/fedora/get/o:6236/bdef:Content/get>

[16] E. Zervas, Comparative study of some experimental methods to characterize the combustion process in a SI engine, *Energy*, vol. 30, no. 10, pp. 1803–1816, Jul 2005.

<http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V2S-4F02KWT-1/2/910fe6cbbbd59fb05f4e4c8c92f849c2>

[17] I. Filipović, T. Stojičić, Zbirka riješenih zadataka iz motora sa unutrašnjim sagorevanjem, II dio, Mašinski fakultet Univerziteta u Sarajevu, Sarajevo 1982.

[18] Dvigateli vnutrennogo sgoranija, Teorija porševih i kombinnirovannih dvigatelej, Mašinstroenije, Moskva, 1983.

[19] C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis and A. M. Dimaratos, Evaluation of Various Dynamic Issues during Transient Operation of Turbocharged Diesel Engine with Special Reference to Friction Development, SAE 2007–01–0136, 2007.

<http://papers.sae.org/2007-01-0136/>

[20] E. G. Giakoumis, C. D. Rakopoulos, and A. M. Dimaratos, Study of crankshaft torsional deformation under steady-state and transient operation of turbocharged diesel engines, *Proc. IMechE 2008*, Vol. 222 Part K: J. Multi-body Dynamics, pp. 17–30.

[21] M. Desbazeille, R. B. Randall, F. Guillet, M. El Badaoui, C. Hoisnard, Model-based diagnosis of speed variations of the crankshaft, *Mechanical Systems and Signal Processing* Vol. 24 (2010), pp. 1529–1541.

[22] D. Rašković, Otpornost materijala, Naučna knjiga Beograd, Beograd 1971.

[23] M. Živković, Motori sa unutrašnjim sagorevanjem, I deo, teorija motora, IV izdanje, Mašinski fakultet, Beograd, 1986.

[24] S. Popović, Istraživanje i razvoj metode za analizu radnog procesa motora na osnovu merenja trenutne ugaone brzine kolenastog vratila, doktorska disertacija, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, 2013.

<https://fedorabg.bg.ac.rs/fedora/get/o:6344/bdef:Content/get>

[25] S. J. Citron, J. E. O’Higgins, L. Y. Chen, Cylinder by cilinder engine pressure and pressure torque waveform determination utilizing speed fluctuation, SAE Paper 890486, 1989. <http://papers.sae.org/890486/>

[26] W. K. Wilson, Practical solution of transional vibration problem, Volume one–Frequency calculations, John Wiley & sons inc., New York, 1956.

[27] E. J. Nestorides, A handbook on torsional vibration, B.I.S.E.R.A research laboratoty, Cembridge at the University press, 1958.

[28] R. Svoboda, Design of experimental one-cylinder engine with floating liner, Master’s thesis, Brno University of technology, Faculty of mechanical engineering, Institute of automotive engineering, Brno 2013.

https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/20358/Konstrukce%20experiment%C3%A1ln%C3%ADho%20jednov%C3%A1lco%C3%A9ho%20motoru%20s%20plovouc%C3%AD%20vlo%C5%BEkou_R.Svoboda.pdf?sequence=1

[29] M. Kim, Friction Force Measurement and Analysis of the Rotating Liner Engine, Ph. D. thesis, The University of Texas at Austin, 2005.

<http://repositories.lib.utexas.edu/handle/2152/1954>

[30] W. W. F. Chong, Adhesive and molecular friction in tribological conjunctions, Ph. D. thesis, Grinfield University, January 2012.

https://dspace.lib.cranfield.ac.uk/.../1/Chong_W_W_F_Thesis_2011.pdf

[31] R. A. Mufti, Total and component friction in a motored and firing engine, Ph. D. thesis, The University of Leeds, January 2004. <http://etheses.whiterose.ac.uk/5354/>

[32] D. Taraza, , N. Henein, and W. Bryzik, , Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines, SAE Paper No. 2000-01-0921, 2000.

<http://papers.sae.org/2000-01-0921/>

[33] Yuhua Lia, Fengshou Gu, Georgina Harris, Andrew Ball, Nick Bennett, Ken Travis, The Measurement of Instantaneous Angular Speed, Mechanical Systems and Signal Processing 19 (2005) pp. 786–805.

[34] Ž. M. Bulatović, M. S. Štavljanić, M. V. Tomić, D. M. Knežević, S. Lj. Biočanin, Measurement and analysis of angular velocity variations of twelve-cylinder diesel engine crankshaft, Mechanical Systems and Signal Processing 25 (2011), pp. 3043–3061, DOI: 10.1016/j.ymssp.2011.05.002, 2011.

[35] M. Klenk, W. Moser (Robert Bosch GmbH); W. Meuler, W. Wimmer (Audi AG), Misfire Detection by Evaluating Crankshaft Speed—a Means to Comply with ODB II, SAE paper 930399, 1993. <http://papers.sae.org/930399/>

[36] Vibration Training Course Book Categori II—Provided to attendees at Mobius Institute Training Courses, Publisher: Mobius Institute, Rev. 02–12–08.

[37] S. Braun, B. Seth, On the Extraction and Filtering of Signals Acquired from Rotating Machinery, J. of Sound and Vibration, 65(1), 1979, pp. 37–50.

[38] H. A. Henein, W. Brycik, C. Taylor, A. Nichols, Dynamic Parameters for Engine Diagnostics, Effect of Sampling, SAE Paper 932411, 1993. <http://papers.sae.org/932411/>

[39] M. Desbazeille, R. B. Randall, F. Guillet, M. El Badaoui, C. Hoisnard, Model-Based Diagnosis of Large Diesel Engines Based on Angular Speed Variations of the Crankshaft, Mechanical Systems and Signal Processing 24 (2010) pp. 1529–1541.

[40] J. L. Kuester, J. H. Mize, Optimization Techniques with Fortran, McGraw–Hill book company, 1973.

[41] C. Pan, J. J. Moskwa, An analysis of the effects of torque, engine geometry, and speed on choosing an engine inertia model to minimize prediction errors, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 118, no. 1, pp. 181–184, Mar. 1996.

[42] Z. Dovedan, M. Smilevski, J. D. Zalokar, Fortran 77 sa tehnikama programiranja, Zveza organizacij tehnično kulturo, Slovenija, Ljubljana, 1988.

- [43] A. L. Guzzomi, D. C. Hesterman, B. J. Stone, Variable inertia effects of an engine including piston friction and a crank or gudgeon pin offset. Proc. IMechE Vol. 222 Part D: J. Automobile Engineering, 2008, pp. 397–414.
- [44] S. Rajendran, M. V. Narasimhan, Effect of inertia variation due to reciprocating parts and connecting rod on coupled free vibration of crankshaft, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 1997, Vol. 119, Issue 1, pp. 45–49.
- [45] V. H. Fehrenbach, W. Held, F. Zuther, Drehmomentbestimmung bei Verbrennungsmotoren durch Auswertung der Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit (MTZ 1998–5).
- [46] B. Lim, I. Lim, J. Park, S. Pae, Z. S. Yoon, and E. Kim, S. I. Engine Misfire Detection Through the Energy Model, SAE Paper 942059, 1994.
<http://subscriptions.sae.org/content/942059/>
- [47] A. L. Guzzomi, D. C. Hesterman, B. J. Stone, The effects of piston friction on engine block dynamics. Proc. IMechE Vol. 221 Part K: Journal Multi-body Dynamics, pp. 277–289, 2007.
- [48] B. C. Chen, Y. Y. Wu, F. C. Hsieh, Estimation of engine rotational dynamics using closed-loop estimator with stroke identification for engine management systems, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 219, No. 12, pp. 1391–1406, 2005.
- [49] Y. H. Zweiri, J. F. Whidborne, L. D. Senevirante, and K. A. Althoefer, Comparison of Dynamic Models of Various Complexity for Diesel Engines. Vol. 8, No 3, pp. 273–289. Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, 2002.
- [50] D. Radonjić, The analysis of parameters influencing on the rotation evenness of the crankshaft of internal combustion engines used in vehicles, Motor vehicles and motors, YU ISSN 0350–1027, Novembar 1977, Kragujevac 1977.
- [51] Ž. M. Bulatović, Mogućnosti dijagnostike radnog procesa motora na osnovu promene ugaone brzine kolenastog vratila, magistarski rad, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd 2008.
- [52] D. Taraza, Estimation of the mean indicated pressure from measurement of the crankshafts angular speed variation, SAE Paper 932413, 1993.
<http://papers.sae.org/932413/>
- [53] D. Taraza, Possibilities to reconstruct indicator diagrams by analysis of the angular motion of the crankshaft, SAE Paper 932414, 1993.
<http://papers.sae.org/932414/>
- [54] B. Lim, I. Lim, J. Park, S. Pae, Y. S. Yoon, E. Kim, S. I. engine misfire detection through the energy model, SAE Paper 942059.
<http://subscriptions.sae.org/content/942059/>
- [55] M. Tomić, Oprema motora, udžbenik, prvo izdanje, ISBN 86–7083–510–X, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd 2005.
- [56] S. Petrović, R. Jankov, M. Tomić, Z. Filipi, M. Pušonja, Z. Jovanović, Modeliranje sagorevanja u oto-motoru, monografija, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd 2005.

- [57] A. Milašinović, I. Filipović, A. Hribernik, Dijagnostika rada dizel motora na osnovu harmonijske analize ugaone brzine koljenastog vratila, DEMI 2009, Zbornik radova, pp. 565–572, Mašinski fakultet Univerziteta u Banja Luci, Banja Luka 2009.
- [58] T. S. Brown, W. S. Neill, Determination of engine cylinder pressures from crankshaft speed fluctuations, SAE Paper 920463, 1992. <http://papers.sae.org/920463/>.
- [59] A. K. Sood, N. A. Henein: A real time microprocessor for engine deficiency analysis, Industrial Electronics, IEEE Transaction on Industrial Electronics (Volume: IE–30, Issue: 2), pp. 159–163, May 1983.
- [60] A. K. Sood, C. B. Friedlander, A. A. Fahs, Statistical methods for engine fault diagnosis, Industrial Electronics, IEEE Transaction on Industrial Electronics (Volume: IE–32, Issue: 4), pp. 294–300, Nov. 1985.
- [61] X. Lu, Z. Huang, G. Shu, Modelling and experimental study on bending vibration of a diesel engine crankshaft, Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 218 Part D: J. Automobile Engineering, pp. 385–394, 2004.
- [62] C. C. Cheng, Design and analysis of a speed-dependent torsional vibration absorber, Proc. IMechE Vol. 220 Part D: J. Automobile Engineering, pp. 763–774, 2006.
- [63] A. S. Mendes, P. S. Meirelles, D. E. Zampieri, Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: modelling and experimental validation, Proc. IMechE Vol. 222 Part K: J. Multi-body Dynamics, pp. 155–178, 2008.
- [64] H. Okamura, T. Morita, Efficient modelling and analysis for crankshaft' three-dimensional vibrations under firing conditions, Proc. IMechE Vol 213 Part K, pp. 33–44, 1999.
- [65] F. Jimenez Espadafor, J. Becerra Villanueva, M. Torres Garcia, Analysis of a diesel generator crankshaft failure, Engineering Failure Analysis 16, pp. 2333–2341, 2009.
- [66] A. L. Guzzomi, D. C. Hesterman, B. J. Stone, The effect of piston friction on the torsional natural frequency of a reciprocating engine, Mechanical Systems and Signal Processing 21, pp. 2833–2837, 2007.
- [67] S. J. Drew, D. C. Hesterman, B. J. Stone, The torsional excitation of variable inertia effects in a reciprocating engine, Mechanical Systems and Signal Processing 13 (1), pp. 125–144, 1999.
- [68] X. Zhang, S. D. Yu, Torsional vibration of crankshaft in an engine–propeller nonlinear dynamical system, Journal of Sound and Vibration 319, pp. 491–514, 2009.
- [69] Y. Wang , T. C. Lim, Prediction of torsional damping coefficients in reciprocating engine, Journal of Sound and Vibration 238(4), pp. 710–719, 2000.
- [70] K. Wakabayashi, Y. Honda, T. Kodama, S. Iwamoto, The dynamic characteristics of torsional viscous-friction dampers on reciprocating engine shaftings, SAE Paper 921726, 1992. <http://subscriptions.sae.org/content/921726/>
- [71] S. Numajiri, K. Ebisawa, H. Kuroki, Development of a New Torsional Rubber Damper for Diesel Engines, SAE Paper 931308, 1988. <http://subscriptions.sae.org/content/931308/>

- [72] G. F. Mauer Modeling and Experimental Validation of Torsional Crankshaft Dynamics, SAE Paper 940630, 1994. <http://subscriptions.sae.org/content/940630/>
- [73] K. Wakabayashi, Y. Honda, T. Kodama, The Characteristics of Bending Vibration Stress Coupled with Torsional Vibration of Automotive Diesel Engine Shaftings, SAE Paper 950543, 1995. <http://subscriptions.sae.org/content/950543/>
- [74] Željko. M. Bulatović, Miroljub. V. Tomić, Dragan. M. Knežević, Milos. R. Cvetić, Evaluation of Variable Mass Moment of Inertia of Internal Combustion Engine Piston-Crank Mechanism, Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part D–Journal of Automobile Engineering, Volume 225, Issue 5, May 2011, p.p. 687–702, ISSN 0954-4070, DOI: 10.1177/2041299110394918.
- [75] Y. B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, copyright © 1988 by Mc Graw–Hill, ISBN 0–07–02867–X, New York, 1988.
- [76] AVL BOOST–Engine Cycle Simulation Version 3.0, Program za simulaciju radnog procesa motora, ALV Graz, Austria, 1998.

Biografija

Ime i prezime	Željko M. Bulatović
Datum rođenja	18.09.1964.
Mesto rođenja	Pljevlja, Republika Crna Gora
Porodično stanje	razveden, jedno dete

Školovanje

1971. – 1978.	Osnovna škola „Ristan Pavlović” u Pljevljima
1979. – 1983.	Srednja škola „Tanasije Pejatović“ u Pljevljima–usmereno obrazovanje, smer matematički
1984. – 1991.	Studije na Mašinskom fakultetu u Beogradu, odsek za motore sa unutrašnjim sagorevanjem
23.12.1991.	Odbranjen diplomski rad na Mašinskom fakultetu u Beogradu pod nazivom „Aktuelno stanje izduvne emisije putničkih i komercijalnih vozila sa oto i dizel motorima“, mentor prof. dr Stojan Petrović
2005. – 2007.	Postdiplomske studije na Mašinskom fakultetu u Beogradu
16.01.2008.	Odbranjen magistarski rad na Mašinskom fakultetu u Beogradu pod nazivom „Mogućnosti dijagnostike radnog procesa motora na osnovu analize promene ugaone brzine kolenastog vratila“, mentor prof. dr Miroљub Tomić

Karijera

06.1992. – 01.2000.	Projektant u preduzeću „Dvadesetprvi maj“ – Rakovica
01.2000. –	Vodeći istraživač u „Vojnotehničkom Institutu“ – Beograd

Izjava o autorstvu

Potpisani-a Željko M. Bulatović

broj upisa _____

Izjavljujem

da je doktorska disertacija pod naslovom

Identifikacija parametara ekvivalentnog dinamičko - torzionog sistema kolenastog vratila dizel motora na osnovu promenljivog toka ugaone brzine

- rezultat sopstvenog istraživačkog rada,
- da predložena disertacija u celini ni u delovima nije bila predložena za dobijanje bilo koje diplome prema studijskim programima drugih visokoškolskih ustanova,
- da su rezultati korektno navedeni i
- da nisam kršio/la autorska prava i koristio intelektualnu svojinu drugih lica.

Potpis doktoranda

U Beogradu, 08.10.2014.

ŽBulatović

Izjava o istovetnosti štampane i elektronske verzije doktorskog rada

Ime i prezime autora Željko M. Bulatović

Broj upisa _____

Studijski program Doktorske studije

Naslov rada Identifikacija parametara ekvivalentnog dinamičko - torzionog sistema kolenastog vratila dizel motora na osnovu promenljivog toka ugaone brzine

Mentor prof. dr Mirosljub Tomić

Potpisani Željko M. Bulatović

izjavljujem da je štampana verzija mog doktorskog rada istovetna elektronskoj verziji koju sam predao/la za objavljivanje na portalu **Digitalnog repozitorijuma Univerziteta u Beogradu**.

Dozvoljavam da se objave moji lični podaci vezani za dobijanje akademskog zvanja doktora nauka, kao što su ime i prezime, godina i mesto rođenja i datum odbrane rada.

Ovi lični podaci mogu se objaviti na mrežnim stranicama digitalne biblioteke, u elektronskom katalogu i u publikacijama Univerziteta u Beogradu.

Potpis doktoranda

U Beogradu, 08.10.2014.

ŽBulatović

Izjava o korišćenju

Ovlašćujem Univerzitetsku biblioteku „Svetozar Marković“ da u Digitalni repozitorijum Univerziteta u Beogradu unese moju doktorsku disertaciju pod naslovom:

Identifikacija parametara ekvivalentnog dinamičko - torzionog sistema kolenastog vratila dizel motora na osnovu promenljivog toka ugaone brzine

koja je moje autorsko delo.

Disertaciju sa svim priložima predao/la sam u elektronskom formatu pogodnom za trajno arhiviranje.

Moju doktorsku disertaciju pohranjenu u Digitalni repozitorijum Univerziteta u Beogradu mogu da koriste svi koji poštuju odredbe sadržane u odabranom tipu licence Kreativne zajednice (Creative Commons) za koju sam se odlučio/la.

1. Autorstvo

2. Autorstvo - nekomercijalno

3. Autorstvo – nekomercijalno – bez prerade

4. Autorstvo – nekomercijalno – deliti pod istim uslovima

5. Autorstvo – bez prerade

6. Autorstvo – deliti pod istim uslovima

(Molimo da zaokružite samo jednu od šest ponuđenih licenci, kratak opis licenci dat je na poleđini lista).

Potpis doktoranda

U Beogradu, 08.10.2014.

ŽBulatović