

Univerzitet u Beogradu

Mašinski fakultet

Slobodan J. Popović

**Istraživanje i razvoj metode za
analizu radnog procesa motora na
osnovu merenja trenutne ugaone
brzine kolenastog vratila**

Doktorska disertacija

Beograd, 2013

University of Belgrade
Faculty of Mechanical Engineering

Slobodan J. Popović

**Research and development of
instantaneous crankshaft angular
speed based method for engine
combustion analysis**

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2013

Komisija za pregled i odbranu:

Mentor: Prof. dr Miroljub Tomić,
Mašinski fakultet u Beogradu

Članovi Komisije: Prof. dr Miroljub Adžić, prof. emeritus
Mašinski fakultet u Beogradu

Prof. dr Radivoje Pešić, Fakultet
inženjerskih nauka, Kragujevac

dr Aleksandar Vencl, van. prof,
Mašinski fakultet u Beogradu

Datum odbrane:

Jasmini i Pavlu

Predgovor

Analiza radnog procesa motora SUS na osnovu toka pritiska gasa u cilindru, posebno visokopritisnog dela ciklusa tokom koga se odvija najvažniji deo procesa – sagorevanje, predstavlja ključni deo svakog istraživanja u oblasti motora. Međutim, trenutna ugaona brzina kolenastog vratila, u pogledu informativnosti, daleko je interesantnija od pritiska gasa u cilindru motora jer sadrži informacije o sagorevanju u svakom od cilindara, informacije o mehaničkim gubicima u tribološkim i pomoćnim sistemima motora, kao i informacije o dinamičkom ponašanju samog kolenastog vratila. Činjenica da u dostupnoj literaturi iz ove oblasti preovlađuju determinističke metode za obradu signala i analizu stepena korelacije toka ugaone brzine i radnog procesa u cilindru motora, bila je od presudnog značaja i veoma jak motivacioni faktor da se prihvatim istraživanja i u samom početku opredelim za radikalno drugačiji pristup i pokušam da ovaj problem osvetlim sa druge strane – identifikacijom parametara modela sagorevanja primenom metoda multikriterijalne optimizacije i minimizacije funkcionala greške modelirane i merene ugaone brzine.

Mentorstvo je povereno prof. dr Miroljubu Tomiću, što je za mene kao kandidata bilo od izuzetnog značaja imajući u vidu njegova ranija istraživanja i bogato iskustvo u primeni optimizacionih metoda u postupku identifikacije parametara modela radnog procesa na osnovu toka indiciranog pritiska. Njegov rad je nesumnjivo predstavljao izvor početne inspiracije i ideja vodilja u realizaciji brojnih problema, a njegovi komentari i brojne sugestije pomogli su da konačna verzija ove disertacije bude bolja i sadržajnija. Na tome mu se najtoplije zahvaljujem. Koristim priliku da se zahvalim i ostalim članovima Komisije, prof. emeritusu dr Miroljubu Adžiću, prof. dr Radivoju Pešiću i v. prof. dr Aleksandru Venclu koji su svojim sugestijama pomogli da ovaj rad bude još bolji.

Rezultati prikazani u ovom radu proistekli su iz dela istraživanja realizovanih u okviru naučno-istraživačkih projekata NPEE-290025 i TR-14074 koja je podržalo Ministarstvo za nauku i obrazovanje Republike Srbije. Eksperimentalni deo istraživanja u potpunosti je realizovan u laboratorijama Centra za motore Mašinskog fakulteta u Beogradu. Posebnu zahvalnost dugujem kolegi dr Nenadu Miljiću koji mi je nesebično pomogao u realizaciji eksperimentalnog dela istraživanja i bio neumoran i strpljiv sagovornik tokom dugih stručnih rasprava.

Metoda koju sam prikazao u disertaciji izuzetno je složena i predstavlja rezultat razvoja, testiranja i primene matematičkih modela različitih dinamičkih procesa u motoru SUS, eksperimentalnih tehnika snimanja i obrade dinamičkih signala i metoda multikriterijalne optimizacije. Raditi na razvoju, testiranju i implementaciji svakog od

mnogobrojnih modela bio je poseban profesionalni izazov i izvor brojnih znanja i iskustava, praktičnih i teorijskih, gotovo podjednako. Uložen napor, fizički, mentalni i intelektualni, bio je ogroman, ali često nedovoljan da se dođe do pozitivnog rezultata. U trenucima potrage za greškom osim znanja i strpljenja bili su potrebni razumevanje, pomoć i uteha najbližih. Jasmina i Pavle su bili nepresušni izvor inspiracije i podrške za koje ne nalazim dovoljno jake reči zahvalosti. Nadam se da ću uspeti da im se odužim za sve žrtve koje su strpljivo podneli čekajući da završim rad. Supruzi Jasmini dugujem posebnu zahvalnost za trud, energiju i strpljenje koje je kao lektor uložila da rad stilski i jezički uobliči.

Beograd, februar 2013.

Slobodan J. Popović

Istraživanje i razvoj metode za analizu radnog procesa motora na osnovu merenja trenutne ugaone brzine kolenastog vratila

Apstrakt

Proces sagorevanja kod motora SUS najčešće se simulira Vibeovim parametarskim modelom. Parametri modela zavise od geometrijskih karakteristika komore i termo- i gaso-dinamičkih pojava u cilindru, zbog čega se korišćenjem empirijskih relacija njihove vrednosti ne mogu odrediti lako i sa dovoljnom tačnošću. Osim determinističkih metoda koje ne omogućuju sistemski pristup, za određivanje parametara modela oslobađanja toplote koriste se i indirektni postupci zasnovani na minimizaciji greške između vrednosti modeliranog i izmerenog pritiska u cilindru. U ovom radu prikazan je postupak identifikacije parametara modela oslobađanja toplote na primeru višecilindarskog benzinskog motora primenom optimizacione metode Levenberg-Markwart sa fiksnim ograničenjima za minimizaciju sume kvadrata razlika izmerene i modelirane trenutne ugaone brzine kolensatog vratila. Pritisak u cilindru i moment gasne sile u ugaonom domenu simuliran je pomoću nelinearnog dvozonskog, nultodimenzionalnog modela radnog procesa. Moment mehaničkih gubitaka u ugaonom domenu simuliran je pomoću detaljnog, višekomponentnog analitičkog modela trenja u tribološkim sistemima motora. Razvijeni modeli iskorišćeni su za analizu uticaja parametara dinamičkog modela motora na tok trenutne ugaone brzine kolenastog vratila i istraživanje odstupanja u merenjima radi definisanja ograničenja u procesu identifikacije parametara modela.

Ključne reči: Motor, trenutna ugaona brzina, model, optimizacija

Naučna oblast: Mašinstvo

Uža naučna oblast: Motori sa unutrašnjim sagorevanjem

UDK: 621.43.019 (043.3)

Research and development of instantaneous crankshaft angular speed based method for engine combustion analysis

Abstract

Most frequently used approach to describe combustion process in IC engines is based on Wiebe function. Its parameters are strongly influenced by geometric and in-cylinder gas- and thermodynamic processes and can't be predicted easily and with sufficient accuracy using available empirical relations. Along with deterministic methods lacking in systematic approach, indirect analysis methods based on minimization of error between simulated and measured in-cylinder pressure have been successfully demonstrated. In this paper the same concept is introduced to identify combustion model parameters of a multi-cylinder SI engine based on box constrained Levenberg-Marquardt minimization of nonlinear Least Squares (LSQ) given for measured and simulated instantaneous crankshaft angular speed determined from the solution of the engine dynamics torque balance equation. For predictions of gas pressure and engine torque, a nonlinear, detailed, angle resolved two-zone, zero-dimensional multi-cylinder SI engine combustion model has been developed as well as a detailed analytical component model of engine friction and mechanical losses. The models are used to analyze the influences of engine combustion and dynamics model parameters on instantaneous crankshaft speed and to investigate biases in measurement in order to recognize and establish the constraints in process of combustion model parameters identification.

Key words: IC Engine, instantaneous crankshaft angular speed, model, optimisation,

Scientific discipline: Mechanical engineering

Scientific subdiscipline: Internal Combustion Engines

UDK: 621.43.019 (043.3)

Sadržaj

1 Uvod	1
1.1 Stanje tehnike	3
1.2 Motivacija i ciljevi	4
1.3 Prikaz osnovne ideje	6
1.4 Struktura rada	9
2 Model radnog procesa motora	14
2.1 Uvodna razmatranja	14
2.2 Dvozonski model radnog procesa motora – opšti pregled	17
2.3 Formulacija sistema diferencijalnih jednačina	20
3 Model prenosa toplote	35
3.1 Uvodna razmatranja	35
3.2 Teorijske postavke problema	38
3.3 Pregled modela za izračunavanje trenutnog koeficijenta prelaza toplote	42
3.4 Modeli zasnovani na Nusseltovoj empirijskoj relaciji	44
3.4.1 Model Eichelberg	45
3.5 Modeli zasnovani na teoriji sličnosti	45
3.5.1 Model Anand / Anand i Ma	47
3.5.2 Model Vošnini	49

3.5.3 Model Hoenberg	53
3.5.4 Model Han	53
3.5.5 Model Vošni–Čang	54
3.5.6 Model Bargende	54
3.6 Uporedna analiza različitih modela za trenutni koeficijent prenosa toplote	56
3.7 Određivanje površine komore zahvaćene nesagorelom smešom i produktima	65
3.8 Model za određivanje temperature površine radnog prostora	67
3.9 Određivanje temperature površine komore za sagorevanje	69
4 Modeliranje strujanja kroz prigušna mesta	73
4.1 Uvodna razmatranja	73
4.2 Geometrijski i efektivni protočni presek ventila – terminološki i teorijski aspekti	78
4.3 Alternativni eksperimentalni postupci za određivanje koeficijenta protoka ventila	82
4.4 Pretprocesiranje podataka za koeficijent protoka ventila	83
4.5 Modeliranje profila brega – metoda Polydyne	84
4.6 Geometrijski i efektivni protočni presek nezaptivenih mesta	87
5 Model oslobađanja toplote	93
5.1 Uvodna razmatranja	93
5.2 Fenomenološki modeli – model turbulentnog zahvatanja plamena	95
5.2.1 Model Blizzard i Keck	95

5.3 Aproksimacioni modeli	98
5.3.1 Model Vibe	99
5.4 Parametar oblika i interval sagorevanja	104
5.4.1 Modeli Ksalnera i Vita	106
5.4.2 Model Lindstrem	108
5.4.3 Model Bonatesta	111
5.5 Primena modela Lindstrem i Bonatesta	113
5.6 Korekcija dužine sagorevanja za diskretnu vrednost udela sagorele smeše	114
6 Termodinamičke karakteristike radne materije	116
6.1 Uvodna razmatranja	116
6.2 Aproksimacioni modeli za određivanje karakteristika produkata sagorevanja	118
6.3 Ravnotežne koncentracije produkata sagorevanja	121
6.4 Praktična primena pretpostavke o hemijskoj ravnoteži	124
6.5 Model Olikara–Borman	129
6.6 Primena pretpostavke o zamrznutoj ravnoteži	133
6.7 Određivanje entalpije i unutrašnje energije komponenata smeše i produkata	139
6.8 Određivanje specifične unutrašnje energije i entalpije para goriva	142
7 Model mehaničkih gubitaka motora	145
7.1 Model mehaničkih gubitaka u kontaktu klipni prsten–cilindar	148
7.2 Model mehaničkih gubitaka u kontaktu plašt klipa–cilindar	156

7.3 Model mehaničkih gubitaka u ležajevima sa HD podmazivanjem	157
7.4 Model mehaničkih gubitaka u kontaktu breg–podizač	161
7.5 Karakteristike maziva	168
7.5.1 Uticaj temperature na promenu viskoznosti	169
7.5.2 Uticaj pritiska na promenu viskoznosti	171
7.6 Model mehaničkih gubitaka u kontaktu rukavac–prstenasta zaptivka	172
7.7 Model za procenu gubitaka u sistemu za hlađenje	173
7.8 Model za procenu gubitaka u sistemu za podmazivanje motora	175
7.9 Model za procenu gubitaka u sistemu za napajanje goriva	176
7.10 Model za procenu gubitaka u sistemu za paljenje motora	181
8 Dinamika motora	183
8.1 Uvodna razmatranja	183
8.2 Jednačina obrtnog momenta sistema motor–dinamometar	184
8.3 Model ugaone brzine kolenastog vratila	185
8.4 Redukcija dinamičkog modela sistema kolenasto vratilo–dinamometar	189
9 Identifikacija parametara modela radnog procesa motora	193
9.1 Uvodna razmatranja	193
9.2 Specifičnosti problema identifikacije parametara matematičkog modela	193
9.3 Teorijske osnove statističkog pristupa u identifikaciji parametara matematičkog modela	195

9.4 Identifikacija parametara matematičkog modela radnog procesa motora na osnovu indiciranog pritiska	198
9.4.1 Sistematske greške merenja pritiska u cilindru motora	199
9.5 Identifikacija parametara matematičkog modela radnog procesa motora na osnovu signala trenutne ugaone brzine	202
9.5.1 Sistematske greške merenja trenutne ugaone brzine kolenastog vratila	203
9.6 Metode optimizacije – opšti pregled	207
9.6.1 Gradijentna metoda i Newtonova gradijentna metoda II reda	208
9.6.2 Gauß–Newtonova metoda	210
9.6.3 Metoda Levenberg–Marquardt	211
10 Metodologija eksperimentalnog istraživanja	213
10.1 Uvodna razmatranja	213
10.2 Prikaz eksperimentalne instalacije	213
10.2.1 Merenje temperature motorskih fluida	218
10.2.2 Merenje masenog protoka goriva	219
10.2.3 Merenje koncentracija komponenata izduvne emisije	220
10.2.4 Identifikacija ugaonog položaja preskakanja varnice	221
10.2.5 Indiciranje pritiska i merenje ugaonog položaja i ugaone brzine kolenastog vratila motora	221
11 Rezultati istraživanja	224
11.1 Uvodna razmatranja	224

11.2 Analiza osetljivosti matematičkog modela radnog procesa motora i signala trenutne ugaone brzine – proces sa sagorevanjem	226
11.3 Analiza uticaja geometrijskih odstupanja zamajca motora na tok signala trenutne ugaone brzine – proces sa sagorevanjem	241
11.4 Analiza osetljivosti matematičkog modela radnog procesa motora i signala trenutne ugaone brzine – proces bez sagorevanja	245
11.5 Analiza uticaja geometrijskih parametara matematičkog modela motora na tok trenutne ugaone brzine – ciklus bez sagorevanja	254
11.6 Testiranje modela i postupka identifikacije parametara modela na osnovu modeliranog signala trenutne ugaone brzine	254
11.7 Rezultati identifikacije parametara matematičkog modela na osnovu izmerenih signala trenutne ugaone brzine	289
12 Zaključak	307
Literatura	311
Biografija	334

Nomenklatura

A	– površina
A_a	– aktivna kontaktna površina
A_f	– površina fronta plamena
A_t	– površina protočnog preseka
A_{eff}	– površina efektivnog protočnog preseka
A_{Hertz}	– površina kontakta sa elastičnom deformacijom (Hertz)
$A_{pr,g}$	– geometrijski protočni presek zeva klipnog prstena
$A_{pr,eff}$	– efektivni protočni presek zeva klipnog prstena
$A_{v,g}$	– površina geometrijskog protočnog preseka ventila
A_w	– površina komore za sagorevanje
$A_{w,b}$	– površina radnog prostora zahvaćenog produktima sagorevanja
$A_{w,u}$	– površina radnog prostora zahvaćenog nesagorelom smešom
$A_{w,CL}$	– površina cilindarske košuljice
$A_{w,CH}$	– površina cilindarske glave
$A_{w,P}$	– površina klipa
a_{CL}	– faktori prenosa toplote kroz cilindarsku košuljicu
a_{CH}	– faktori prenosa toplote kroz cilindarsku glavu
a_f	– koeficijent u aproksimacionim izrazima za određivanje specifične toplote i specifične entalpije goriva
a_i	– koeficijent u aproksimacionim izrazima za određivanje specifične toplote, specifične entalpije i specifične entropije komponenta radne materije
a_p	– ubrzanje klipa
$B_{fl\lambda}$	– koeficijent proporcionalnosti u izrazu za brzinu prostiranja plamena
b_{vk}	– visina konusa pečurke ventila
b_{vs}	– visina konusa sedišta ventila
C_v	– faktor uticaja brzine kretanja klipa na brzinu strujanja
C_w	– multiplikativni član u izrazu za koeficijent prenosa toplote
$C_{p,i}$	– koeficijenti u izrazu za aproksimaciju temperature čela klipa
$C_{\lambda,i}$	– koeficijenti u izrazu za aproksimaciju temperature čela klipa
C_1	– faktor uticaja brzine kretanja klipa na brzinu strujanja u cilindru
C_2	– faktor uticaja sagorevanja na brzinu strujanja u cilindru
C_2	– konstanta u izrazu za proračunski profil brega (metoda Polydyne)
$C_{p/q/r/s}$	– konstante u izrazu za proračunski profil brega (metoda Polydyne)
C_{pr}	– koeficijent proporcionalnosti u izrazima za koef. trenja u kontaktu klipni prsten – cilindar
C_{ps}	– koeficijent proporcionalnosti u izrazima za koef. trenja u kontaktu plašt klipa prsten – cilindar
C_d	– koeficijent protoka kroz prigušno mesto
c	– nominalni zazor u kliznom ležaju
c	– koeficijent u članu za konvektivni prenos toplote
c_p	– specifična toplota pri konstantnom pritisku
c_v	– specifična toplota pri konstantnoj zapremini
c_m	– srednja brzina klipa
c_u	– brzina vrtloga gasa

D_p	– prečnik cilindra
D_{lpo}	– prečnik zupčanika pumpe za cirkulaciju sredstva za podmazivanje
D_v	– prečnik pečurke ventila
D_{vk}	– prečnik unutrašnje ivice konusa pečurke ventila
D_{vp}	– prečnik ventilskog kanala
D_{vs}	– prečnik unutrašnje ivice sedišta ventila
D_{vst}	– prečnik stabla ventila
D_1-D_6	– oznake članova u izrazu za izvod pritiska u cilindru u ugaonom domenu
d	– pravac traganja
d_w	– debljina zida cilindra/cilindarske glave
E	– kinetička energija
E	– modul elastičnosti
E'	– ekvivalentni modul elastičnosti
e	– ekscentricitet
F	– sila
F	– funkcional greške
F_N	– normalna sila na klipnu
$F_{F,b}$	– sila trenja u kliznom ležaju
F_{pr}	– ukupna sila u klipnom prstenu
F_{Fpr}	– sila trenja u kontaktu klipni prsten – cilindar
F_{Tpr}	– tangencijalna sila u klipnom prstenu
f_{inj}	– redukovana struja kroz solenoid brizgača
f_{ign}	– redukovana struja kroz namotaje primara indukcionog kalema
f_o	– koeficijent suvog trenja
f_λ	– korekcionni faktor za sastav smeše u izrazu za procenu specifičnog toplotnog fluksa kroz cilindarsku glavu i cilindarsku košuljicu
f_ε	– gradijent promene srednjeg specifičnog toplotnog fluksa u odnosu na stepen sabijanja
$f_p(\lambda)$	– funkcija sastava smeše u izrazu za temperaturu čela klipa
$f_2, f_{2/5}$	– statističke funkcije prema Grinvudu I Tripu (Greenwood, Tripp)
G	– Gibsova (Gibbs) slobodna energija
G_A	– srednji maseni protok vazduha
$G_{A,exp}$	– eksperimentalno određen srednji maseni protok vazduha
G_F	– srednji maseni protok goriva
g	– gradijent
g_{vfl}	– funkcijski član koji uzima u obzir uticaj sastava smeše, udela zaostalih produkata sagorevanja, pritiska i temperature preko laminarne brzine prostiranja plamena
$g_{\phi GN}$	– funkcijski član koji uzima u obzir uticaj ugla pretpaljenja
g_n	– funkcijski član koji uzima u obzir uticaj strujne slike preko broja obrtaja kolenastog vratila
H	– entalpija
H	– Hesova (Hess) matrica – Hessian
h	– specifična entalpija
h	– debljina uljnog filma
h_0	– centralna debljina uljnog filma
h_{min}	– minimalna debljina uljnog filma

h_{pr}	– visina klipnog prstena
h_{ps}	– visina plašta klipa
h_l	– specifična entalpija gasa ispred prigušnog mesta
h_t	– specifična entalpija gasa u zoni prigušnog mesta
h_t	– visina zupca
h_b	– specifična entalpija produkata sagorevanja
h_u	– specifična entalpija nesagorele smeše
h_o	– totalna entalpija
$h_{o,in}$	– totalna entalpija gasa koji ustrujava u cilindar kroz izduvni ventil
$h_{o,exh}$	– totalna entalpija gasa koji istrujava iz cilindra kroz izduvni ventil
h_v	– visina izdizanja ventila
h_p	– visina zupčanika
$h_{v,max}$	– deklarirana maksimalna visina izdizanja ventila
\tilde{h}	– specifična molarna entalpija
Δh_f	– entalpija formiranja
I_{inj}	– jačina struje za pogon brizgača
I_{pf}	– jačina struje za pogon motora pumpe za gorivo
J	– Jakobijeva (Jacobi) matrica – Jacobian
J	– moment inercije
J_{CS}	– moment inercije kolenastog vratila
J_{CR}	– moment inercije klipnjače
J_D	– moment inercije dinamometra
J_E	– moment inercije motora
J_{FW}	– moment inercije zamajca motora
J_P	– moment inercije klipa
J_S	– moment inercije vratila za vezu motora i dinamometra
K	– konstanta hemijske ravnoteže
K_w	– ukupni koeficijent prolaza toplote između unutrašnje površine zida komore i rashladnog sredstva
k	– specifična kinetička energija turbulentnog strujanja
k_c	– indikator člana sagorele smeše u izrazu za maseni bilans
k_l	– indikator člana za gubitak gasa usled propuštanja u izrazu za maseni bilans
k_{in}	– indikator člana za masu gasa koja ustrujava u cilindar kroz usisni ventil u izrazu za maseni bilans
k_{exh}	– indikator člana za masu gasa koja istrujava iz cilindra kroz izduvni ventil u izrazu za maseni bilans
k_{pl}	– prenosni odnos pogona pumpe za cirkulaciju sredstva za podmazivanje
L	– funkcija najveće verodostojnosti
L_c	– širina kontakta
L_e	– karakteristična razmera vrtloga
L_{ic}	– induktivnost indukcionog kalema
l	– karakteristična dužina
l_{pr}	– visina klipnog prstena
M	– molarna masa
M	– matematičko očekivanje
m	– masa

m	– eksponent u izrazima za konvektivni prenos toplote
m	– parametar oblika u Vibeovoj (Wiebe) funkciji
m	– koeficijent promene graničnog napona smicanja sa povećanjem pritiska
m_c	– masa sagorele smeše
m_b	– masa produkata sagorevanja
m_u	– masa nesagorele smeše
m_l	– gubitak mase gasa usled propuštanja kroz nezaptivena mesta
$m_{l,b}$	– gubitak mase produkata sagorevanja usled propuštanja kroz nezaptivena mesta
$m_{l,u}$	– gubitak mase nesagorele smeše usled propuštanja kroz nezaptivena mesta
m_{in}	– masa gasa koja ustrujava kroz usisni ventil
m_{exh}	– masa gasa koja istrujava kroz izduvni ventil
m_{pr}	– eksponent u izrazu za koef. trenja u kontaktu klipni prsten – cilindar
m_{ps}	– eksponent u izrazu za koef. trenja u kontaktu plašt klipa – cilindar
Nu	– Nuseltov (Nusselt) broj
n	– broj obrtaja motora
n	– broj molova
n_{max}	– maksimalni broj obrtaja motora
n_{pc}	– broj obrtaja pumpe za cirkulaciju rashladne tečnosti
n_{pl}	– broj obrtaja pumpe za cirkulaciju sredstva za podmazivanje
P	– snaga
P_a	– opterećenje aktivne površine
P_e	– efektivna snaga motora
$P_{e,max}$	– maksimalna efektivna snaga motora
P_{inj}	– snaga potrebna za otvaranje brizgača, svedena na kolenasto vratilo motora
$P_{inj,el}$	– električna snaga potrebna za otvaranje jednog brizgača
P_{pc}	– snaga za pogon pumpe za cirkulaciju rashladne tečnosti
$P_{pc,max}$	– maksimalna snaga za pogon pumpe za cirkulaciju rashladne tečnosti
P_{pf}	– snaga potrebna za pogon motora pumpe za gorivo, svedena na kolenasto vratilo motora
$P_{pf,el}$	– električna snaga potrebna za pogon motora pumpe za gorivo
P_{pl}	– snaga za pogon pumpe za cirkulaciju sredstva za podmazivanje
Pr	– Prantlov (Prandtl) broj
p	– pritisak
p	– eksponent u izrazu za proračunski profil brega (metoda Polydyne)
p_a'	– pritisak na hrapavu kontaktnu površinu
p_c	– pritisak u izlaznom preseku pumpe za cirkulaciju rashladne tečnosti
p_e	– eksperimentalno određen pritisak u cilindru
p_{Epr}	– pritisak usled dejstva elastične sile u klipnom prstenu
$p_{f,sys}$	– pritisak u sistemu za napajanje gorivom
p_g	– pritisak gasa na unutrašnju površinu klipnog prstena
p_m	– pritisak u cilindru u ciklusu bez sagorevanja
p_m	– modelirani pritisak u cilindru
p_0	– pritisak gasa u referentnom položaju kolenastog vratila (početni korak simulacije radnog ciklusa)

p_l	– pritisak gasa u preseku ispred prigušnog mesta
p_{pr}	– normalni pritisak na unutrašnju površinu klipnog prstena
p_t	– pritisak gasa u zoni prigušnog mesta
Δp_t	– pad pritiska na prigušnom mestu
$p_{\phi IGN}$	– pritisak u momentu preskakanja varnice
p^*	– redukovani pritisak
Q	– ukupna količina dovedene energije
Q_c	– zapreminski protok rashladne tečnosti
Q_l	– zapreminski protok sredstva za podmazivanje
Q_{pf}	– zapreminski protok pumpe za gorivo
Q_b	– količina energije u zoni produkata sagorevanja
Q_u	– količina energije u zoni nesagorele smeše
Q_w	– količina toplote odvedene kroz granice sistema
q	– eksponent u izrazu za proračunski profil brega (metoda Polydyne)
R	– radijus ležaja
R'	– ekvivalentni radijus
R	– gasna konstanta
R_D	– korekcija vrednosti gasne konstante usled pojave disocijacije
R_b	– gasna konstanta produkata sagorevanja
R_u	– gasna konstanta nesagorele smeše
R_{ic}	– otpor indukcionog kalema
R_{inj}	– otpornost u namotajima brizgača za gorivo
R_o	– univerzalna gasna konstanta
Re	– Rejnoldsov (Reynolds) broj
r	– eksponent u izrazu za proračunski profil brega (metoda Polydyne)
S	– entropija
S	– Stribekov (Stribeck) broj
S_{pr}	– Stribekov broj za kontakt klipni prsten – klip
S_{ps}	– Stribekov broj za kontakt klip–cilindar
s	– eksponent u izrazu za proračunski profil brega (metoda Polydyne)
s	– specifična entropija
s_p	– hod klipa
T	– obrtni moment
T	– temperatura
T_G	– moment gasne sile
T_F	– moment mehaničkih gubitaka
T_L	– moment spoljnog opterećenja
T_c	– temperatura rashladnog sredstva
T_b	– temperatura produkata sagorevanja
T_u	– temperatura nesagorele smeše
T_p	– temperatura čela klipa
T_{inj}	– obrtni moment potreban za otvaranje jednog brizgača, sveden na kolenasto vratilo motora
T_{pc}	– obrtni moment za pogon pumpe za cirkulaciju rashladne tečnosti
T_{pf}	– obrtni moment za pogon pumpe za gorivo
T_{pl}	– obrtni moment za pogon pumpe za cirkulaciju sredstva za podmazivanje
T_t	– temperatura gasa u zoni prigušnog mesta

T_w	– temperatura površine komore za sagorevanje
$T_{w,c}$	– temperatura spoljne površine komore za sagorevanje
$T_{w,CL}$	– temperatura površine cilindarske košuljice
$T_{w,CH}$	– temperatura površine cilindarske glave
T_0	– temperatura gasa u referentnom položaju kolenastog vratila (početni korak simulacije radnog ciklusa)
T_1	– temperatura gasa ispred prigušnog mesta
$T_{\phi IGN}$	– temperatura gasa u momentu preskakanja varnice
T^*	– redukovana temperatura
U	– unutrašnja energija
U_{bat}	– napon električne instalacije motora
U_b	– unutrašnja energija produkata sagorevanja
U_u	– unutrašnja energija nesagorele smeše
u	– brzina ustrujavanja maziva
u	– specifična unutrašnja energija
u_b	– specifična unutrašnja energija produkata sagorevanja
u_u	– specifična unutrašnja energija nesagorele smeše
\tilde{u}	– specifična molarna unutrašnja energija
u_D	– korekcija unutrašnje energije za pojavu disocijacije produkata
V	– zapremina
V_b	– zapremina produkata sagorevanja
V_u	– zapremina nesagorele smeše
v	– specifična zapremina
v_b	– specifična zapremina produkata sagorevanja
v_u	– specifična zapremina nesagorele smeše
v_e	– brzina zahvatanja nesagorele smeše
v_{fl}	– laminarna brzina sagorevanja
v_{fl0}	– laminarna brzina sagorevanja pri referentnim uslovima (p_0, T_0)
$v_{fl0,max}$	– maksimalna laminarna brzina plamena
v_{FW}	– obimna brzina zamajca
v_p	– brzina klipa
v_t	– intenzitet turbulencije
x	– udeo sagorele smeše
X	– vektor parametara matematičkog modela
x	– relativni udeo sagorele smeše
x_i	– masena koncentracija i -te komponente
x_{ri}	– masena koncentracija reaktanata
x_{RG}	– maseni udeo zaostalih produkata sagorevanja
Y_e	– vektor eksperimentalno dobijenih podataka
Y_m	– vektor parametara dobijenih modeliranjem
y_F	– broj molova goriva za koje se dobija jedan mol produkata
y_{ri}	– molarne koncentracije reaktanata
y_{pi}	– molarne koncentracije i -te komponente u produktima sagorevanja
y_{RG}	– molarna koncentracija produkata sagorevanja
W	– normalno dužinsko opterećenje
w	– brzina strujanja
w_f	– ponder faktor

w_{fp}	– ponder faktor u funkcionalu greške modeliranog i izmerenog pritiska u cilindru
$w_{f\omega}$	– ponder faktor u funkcionalu greške modelirane i izmerene trenutne ugaone brzine
w_l	– brzina strujanja gasa u preseku ispred prigušnog mesta
w_{pr}	– širina klipnog prstena
w_{ps}	– širina plašta klipa
w_t	– brzina strujanja gasa u zoni prigušnog mesta
α	– piezoviskozni koeficijent maziva
α	– eksponent za temperaturski član u izrazu za laminarnu brzinu prostiranja plamena
α_w	– koeficijent prelaza toplote
$\alpha_{w,c}$	– koeficijent prelaza toplote sa spoljnog zida radnog prostora na rashladnu tečnost motora
β	– eksponent za pritisni član u izrazu za laminarnu brzinu prostiranja plamena
β	– srednja vrednost visine neravnina
β	– poluugao ugaonog profila brega
β	– napadni ugao rezultujuće sile u kliznom ležaju
β_m	– ugaoni položaj vrha brega
β_{VC}	– ugao zatvaranja ventila
χ	– molarni odnos CO_2/O_2
χ^2	– normalizovani oblik Gausove (Gauß) metode najmanjih kvadrata
Δ	– član koji u obzir uzima uticaj sagorevanja u izrazu za koeficijent prelaza toplote prema Bargendeu
δ	– korak iteracije
δ_{pr}	– zev klipnog prstena u ugrađenom stanju
$\delta_{pr,o}$	– zev klipnog prstena u otvorenom stanju
δ_{pc}	– zazor između klipa i cilindra u visini 1. klipnog prstena
δ_{FW}	– geometrijsko odstupanje zamajca
ε	– stepen sabijanja
ε	– redukovani ekscentricitet
ε	– koeficijent stišljivosti gasa
ε_o	– referentna vrednost stepena sabijanja
Φ	– odnos tekućeg ugla φ i poluugla ugaonog profila brega β
ϕ	– vektor nezavisno promenljivih veličina
γ	– ugao konusa pečurke ventila
η	– dinamička viskoznost
η_0	– dinamička viskoznost u referentnim uslovima
$\eta_{pl,v}$	– zapreminski stepen korisnosti pumpe
η_{alt}	– stepen korisnosti generatora struje (alternatora)
η_{bat}	– stepen korisnosti baterije

φ	– ugao kolenastog vatila
φ_{CS}	– ugao početka sagorevanja
φ_{IGN}	– ugao preskakanja varnice
$\Delta\varphi_{IGD}$	– ugao zakašnjenja upaljenja
$\Delta\varphi_{CD}$	– trajanje sagorevanja u ugaonom domenu
$\Delta\varphi_{CD,90}$	– trajanje sagorevanja u ugaonom domenu za 90% sagorele smeše
$\Delta\varphi_{dwell}$	– DWELL ugao (interval tokom kog je uključen indukcion kalem)
$\Delta\varphi_{FW}$	– ugaona rezolucija na zupčastom vencu zamajca
$\Delta\varphi_{\delta}$	– ugaoni položaj pravca radijalnog bacanja zamajca
κ	– eksponent izentrope
λ	– koeficijent viška vazduha
λ	– toplotna provodnost
$\lambda_{fl0,max}$	– koeficijent viška vazduha pri kome se dobija $v_{fl0,max}$
$\lambda_{w,CL}$	– toplotna provodnost kroz zid cilindarske košuljice
$\lambda_{w,CH}$	– toplotna provodnost kroz zid cilindarske glave
ν	– kinematska viskoznost
μ	– koeficijent trenja
μ_o	– koeficijent trenja za granično podmazivanje
μ_{cr}	– kritična vrednost koeficijenta trenja
μ_{pr}	– koeficijent trenja u kontaktu klipni prsten – cilindar
ν	– Poasonov (Poisson) koeficijent
Π_t	– odnos pritisaka gasa na prigušnom mestu (p_t/p_1)
$\Pi_{t,cr}$	– kritična vrednost odnos pritisaka gasa na prigušnom mestu
Θ	– vektor parametara raspodele
ρ	– gustina
ρ_e	– gustina nesagorele smeše
ρ_l	– gustina gasa ispred prigušnog mesta
ρ_t	– gustina gasa u zoni prigušnog mesta
σ	– Štefan-Bolcmanova konstanta
σ	– hrapavost površine
τ	– napon smicanja
τ_b	– vreme potrebno za sagorevanje pojedinačnog vrtloga
τ_o	– Ejringov (Eyring) napon
ω	– ugaona brzina
ω_m	– modelirana ugaona brzina
ω_e	– merena trenutna ugaona brzina
ω_{ek}	– korigovana izmerena trenutna ugaona brzina
ω_g	– ugaona brzina vrtloga
ξ	– molarni odnosi Ar/O ₂
Ψ	– strujna funkcija
Ψ	– molarni odnosi N ₂ /O ₂
ζ	– površinska raspodela mikroneravnina

Pregled slika i dijagrama

Oznaka		Str.
Sl. 2.1	Termodinamički sistem cilindra benzinskog motora sa ubrizgavanjem goriva u usisni kanal – nultodimenzionalni dvozonski model	22
Sl. 3.1	Poređenje toplotnog fluksa kod benzinskog motora: a) bez sagorevanja, $n=1500 \text{ min}^{-1}$; b) puno opterećenje, $n=3000 \text{ min}^{-1}$ [13]	57
Sl. 3.2	Trenutni koeficijent prenosa toplote: poređenje eksperimentalnih rezultata i primenjenih modela [75]	58
Sl. 3.3	Poređenje eksperimentalnih i simuliranih vrednosti toplotnog fluksa – modeli Vošni (1970), Hoenberg i Anand–Ma [78]	59
Sl. 3.4	Poređenje eksperimentalnih i simuliranih vrednosti toplotnog fluksa – modeli Vošni (1970) i redukovani model Vošni (1970) [78]	60
Sl. 3.5	Promena karakteristične dužine u izrazu za trenutni koef. toplote u ugaonom domenu [78]	60
Sl. 3.6	Poređenje eksperimentalno određeneog toplotnog fluksa i rezultata simulacije za različite karakteristične dužine [78]	61
Sl. 3.7	Poređenje toplotnog fluksa za različita opterećenja: a) eksperiment; b) simulacija modelom Vošni–Čang [78]	62
Sl. 3.8	Poređenje toplotnog fluksa za različite brzinske režime: a) eksperiment; b) simulacija modelom Vošni–Čang [78]	62
Sl. 3.9	Poređenje eksperimentalno određenog i simuliranog trenutnog toplotnog fluksa [57]	63
Sl. 3.10	Poređenje eksperimentalno određenog i simuliranog toplotnog fluksa: model Vošni i korigovani model Vošni–Čang [57]	63
Sl. 4.1	Šema prigušnog mesta	74
Sl. 4.2	Načelan prikaz različitih načina određivanja geometrijskog protočnog preseka ventila	79
Sl. 4.3	Geometrija kanala i ventila tokom izdizanja ventila	80
Sl. 4.4	Grafički prikaz redukcije modela strujanja gasa kroz nezaptivena mesta: a) model Doson [60]; b) model Hoenberg [101]	89
Sl. 4.5	Grafički prikaz geometrijskog protočnog preseka na zevu klipnog prstena: a) model Vanatong [103]; b) korigovana metoda	92

Sl. 5.1	Uticao vrednosti parametra oblika m na diferencijalni tok sagorevanja i relativni udeo sagorele smeše	102
Sl. 5.2	Zavisnost parametra oblika Vibeove funkcije m i trajanja sagorevanja $\Delta\phi_{CD}$ za različite brzinske režime [113,114]	110
Sl. 5.3	Rezultati eksperimentalne verifikacije modela Lindstrema [113,114]: a) ugao sagorevanja; b) parametar oblika Vibeove funkcije	110
Sl. 5.4	Rezultati eksperimentalne verifikacije modela Bonatesta [115]: a) trajanje sagorevanja; b) parametar oblika Vibeove funkcije	112
Sl. 6.1	Brzina izračunavanja ravnotežnih koncentracija primenom različitih modela za oblast siromašne (levo) i bogate smeše (desno) – srednja vrednost za zadati temperaturski opseg [137]	128
Sl. 7.1	Profil klipnih prstenova: a) kompresioni (prvi); b) kompresioni (drugi); c) propusni uljni strugač(treći) [153]	149
Sl. 7.2	Tok promene debljine uljnog filma (DUF) na prvom klipnom prstenu tokom jednog radnog ciklusa 4-taktnog motora: $n=1200 \text{ min}^{-1}$, $p_i=8.3 \text{ bar}$, $c/a=0.04$ [153]	149
Sl. 7.3	Načelan prikaz zavisnosti koeficijenta trenja i Stribekovog broja	150
Sl. 7.4	Promena pritiska gasa u žlebovima klipnih prstenova: poređenje i simuliranih i izmerenih vrednosti [60]	156
Sl. 7.5	Geometrija radijalnog kliznog ležaja: a) međusobni položaj rukavca i ležaja; b) detaljni prikaz geometrije za određivanje profila DUF	158
Sl. 7.6	Profil pritiska i raspodela opterećenja u radijalnom kliznom ležaju	160
Sl. 7.7	Uticao lokalne elastične deformacije na profil DUF [161]	162
Sl. 7.8	Raspodela pritiska u uslovima EHD podmazivanja	163
Sl. 7.9	Dijagram mehaničkih gubitaka na prstenastoj zaptivci za različite vrednosti nominalnog prečnika vratila i različite vrednosti obimne brzine [185]	172
Sl. 7.10	Karakteristike pumpe za gorivo: a) zapreminski protok goriva u funkciji napona baterije i sistemskog pritiska u instalaciji za napajanje gorivom; b) jačina struje u funkciji napona baterije i sistemskog pritiska u instalaciji za napajanje gorivom	177
Sl. 8.1	Prikaz modela dinamičkog modela kolenasto vratilo – dinamometar: a) pojednostavljeni šematski prikaz; b) detaljni model torziono elastičnog sistema, c) pojednostavljeni (redukovani) model torziono elastičnog sistema	186

Sl. 8.2	Prikaz modela dinamičkog sistema kolenasto vratilo – dinamometar sa torziono krutim kolenastim vratilom: a) šematski prikaz ; b) model sistema	191
Sl. 9.1	Šematski prikaz merenja ugaone brzine KV pomoću inkrementalnog diska i induktivnog senzora: a) disk bez geometrijskih odstupanja; b) disk sa radijalnim bacanjem	204
Sl. 10.1	Šematski prikaz eksperimentalne instalacije	214
Sl. 10.2	Tok naponskog signala induktivnog senzora tokom punjenja primarnog kola indukcionog kalema i preskakanja električne varnice za paljenje smeše	222
Sl. 10.3	Prikaz mernog lanca za merenje trenutne ugaone brzine pomoću induktivnog senzora i zupčastog venca zamajca	223
Sl. 11.1	Uticaj parametra oblika Vibeove funkcije na tok pritiska (a), tok trenutne ugaone brzine (b) i relativnu promenu ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost (c) (radni režim: $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	227
Sl. 11.2	Uticaj trajanja sagorevanja na tok pritiska (a), tok trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i relativnu promenu trenutne ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost (c) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	228
Sl. 11.3	Uticaj stepena sabijanja na tok pritiska (a), tok trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i relativnu promenu trenutne ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost (c) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	229
Sl. 11.4	Uticaj vrednosti koeficijenta prelaza toplote na tok pritiska (a), tok trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i relativnu promenu trenutne ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost (c) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	230
Sl. 11.5	Uticaj nezaptivenosti cilindra na tok pritiska (a), tok trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i relativnu promenu trenutne ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost (c) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	231
Sl. 11.6	Uticaj koef. trenja u kontaktu klip–cilindar na tok momenta trenja u kontaktu klip–cilindar (a), trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u odnosu na ref. vrednost (c) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	235
Sl. 11.7	Uticaj koef. trenja u ležajevima KV na tok momenta trenja u ležajevima (a), trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u odnosu na ref. vrednost (c) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	236

Sl. 11.8	Uticaoj koef. trenja u kontaktu breg–podizač na tok momenta trenja (a), trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost (c) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	237
Sl. 11.9	Uticaoj promene mase klipa na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine (b) u ugaonom domenu ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	238
Sl. 11.10	Uticaoj promene mase klipnjače na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel.odstupanja trenutne ugaone brzine (b) u ugaonom domenu ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	239
Sl. 11.11	Uticaoj momenta inercije grupe KV – spojničko vratilo – dinamometar na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine (b) u ugaonom domenu (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	240
Sl. 11.12	Uticaoj radijalnog odstupanja zamajca na tok trenutne ugaone brzine (a), tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine (b) i tok generisane greške obrtnog momenta usled radijalnog odstupanja (c) u ugaonom domenu: ugaoni položaj radijalnog odstupanja 0–135 °KV ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	243
Sl. 11.13	Uticaoj radijalnog odstupanja zamajca na tok trenutne ugaone brzine (a), tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine (b) i tok generisane greške obrtnog momenta usled radijalnog odstupanja (c) u ugaonom domenu: ugaoni položaj radijalnog odstupanja 180–315 °KV ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	244
Sl. 11.14	Uticaoj stepena sabijanja na tok trenutne ugaone brzine (a) i relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na ref. stanje (b) ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	246
Sl. 11.15	Uticaoj koef. trenja u kontaktu klip–cilindar na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na referentno stanje (b) ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	247
Sl. 11.16	Uticaoj koeficijenta trenja u ležajevima KV na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na referentno stanje (b) ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	248
Sl. 11.17	Uticaoj koef. trenja u kontaktu breg–podizač na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na ref. stanje (b) ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	249

Sl. 11.18	Uticaoj momenta inercije grupe KV – spojniko vratilo – dinamometar na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na ref. stanje (b) ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	251
Sl. 11.19	Uticaoj odstupanja mase klipa na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na ref. stanje (b) ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	252
Sl. 11.20	Uticaoj odstupanja mase klipnjače na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na ref. stanje (b) ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	253
Sl. 11.21	Uticaoj radijalnog bacanja zamajca na tok trenutne ugaone brzine (a), tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine (b) i tok generisane greške obrtnog momenta usled radijalnog odstupanja (c) u ugaonom domenu: ugaoni položaj radijalnog odstupanja $0-135^\circ \text{KV}$ ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	256
Sl. 11.22	Uticaoj radijalnog bacanja zamajca na tok trenutne ugaone brzine (a), tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine (b) i tok generisane greške obrtnog momenta usled radijalnog odstupanja (c) u ugaonom domenu: ugaoni položaj radijalnog odstupanja $180-315^\circ \text{KV}$ ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	257
Sl. 11.23	Uticaoj smanjenja stepena sabijanja na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	258
Sl. 11.24	Uticaoj smanjenja stepena sabijanja na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korkcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	259
Sl. 11.25	Uticaoj povećanja stepena sabijanja na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	260
Sl. 11.26	Uticaoj povećanja stepena sabijanja na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korkcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	261

Sl. 11.27	Uticao smanjenja koef. trenja u kontaktu klip–cilindar na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	263
Sl. 11.28	Uticao smanjenja koef. trenja u kontaktu klip–cilindar na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korkcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	264
Sl. 11.29	Uticao povećanja koef. trenja u kontaktu klip–cilindar na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	265
Sl. 11.30	Uticao povećanja koef. trenja u kontaktu klip–cilindar na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korkcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	266
Sl. 11.31	Uticao smanjenja koef. trenja u ležajevima KV na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	268
Sl. 11.32	Uticao smanjenja koef. trenja u ležajevima KV na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Viebeove funkcije, trajanja sagorevanja i korkcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	269
Sl. 11.33	Uticao povećanja koef. trenja u ležajevima KV na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	270
Sl. 11.34	Uticao povećanja koef. trenja u ležajevima KV na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korkcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	271

- Sl. 11.35 Uticaj smanjenja koef. trenja u kontaktu breg–podizač na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 272
- Sl. 11.36 Uticaj smanjenja koef. trenja u kontaktu breg–podizač na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 273
- Sl. 11.37 Uticaj povećanja koef. trenja u kontaktu breg–podizač na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 274
- Sl. 11.38 Uticaj povećanja koef. trenja u kontaktu breg–podizač na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 275
- Sl. 11.39 Uticaj smanjenja momenta inercije grupe KV–vrtilo–dinamometar na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 277
- Sl. 11.40 Uticaj smanjenja momenta inercije grupe KV–vrtilo–dinamometar na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 278
- Sl. 11.41 Uticaj povećanja momenta inercije grupe KV–vrtilo–dinamometar na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 279
- Sl. 11.42 Uticaj povećanja momenta inercije grupe KV–vrtilo–dinamometar na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalog toka 280

- sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)
- Sl. 11.43 Uticaj smanjenja mase klipa na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 281
- Sl. 11.44 Uticaj smanjenja mase klipa na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 282
- Sl. 11.45 Uticaj povećanja mase klipa na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 283
- Sl. 11.46 Uticaj povećanja mase klipa na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 284
- Sl. 11.47 Uticaj smanjenja mase klipnjače na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 285
- Sl. 11.48 Uticaj smanjenja mase klipnjače na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 286
- Sl. 11.49 Uticaj povećanja mase klipnjače na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) 287
- Sl. 11.50 Uticaj povećanja mase klipnjače na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i

	diferencijalno toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	
Sl. 11.51	Prikaz radnih režima motora za koje je izvršena verifikacija postupka identifikacije parametara modela	290
Sl. 11.52	Tok pritiska (a), integralni tok oslobađanja toplote (b) i diferencijalni tok oslobađanja toplote (c) za set od 50 uzastopnih ciklusa (radni režim $n=1810 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	291
Sl. 11.53	Vrednosti parametra oblika Vibeove funkcije (m) i trajanja sagorevanja ($\Delta\phi_{\text{DOC}}$) za 50 uzastopnih ciklusa ($n=1810 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)	292
Sl. 11.54	Tok trenutne ugaone brzine (srednji ciklus) za tri različita opterećenja: a) $n=1810 \text{ min}^{-1}$; b) $n=2300 \text{ min}^{-1}$	293
Sl. 11.55	Tok trenutne ugaone brzine (srednji ciklus) za tri različita opterećenja: a) $n=2800 \text{ min}^{-1}$; b) $n=3300 \text{ min}^{-1}$	294
Sl. 11.56	Tok relativnog odstupanja izmerene i modelirane trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije: a) $n=1810 \text{ min}^{-1}$, $p_e=8,13 \text{ bar}$; b) $n=1811 \text{ min}^{-1}$, $p_e=6,09 \text{ bar}$; c) $n=1811 \text{ min}^{-1}$, $p_e=3,10 \text{ bar}$;	295
Sl. 11.57	Tok pritiska, integralnog i diferencijalnog toka oslobađanja toplote u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije: a) $n=1810 \text{ min}^{-1}$, $p_e=8,13 \text{ bar}$; b) $n=1811 \text{ min}^{-1}$, $p_e=6,09 \text{ bar}$; c) $n=1811 \text{ min}^{-1}$, $p_e=3,10 \text{ bar}$;	296
Sl. 11.58	Tok relativnog odstupanja izmerene i modelirane trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom identifikacije: a) $n=2306 \text{ min}^{-1}$, $p_e=8,24 \text{ bar}$; b) $n=2290 \text{ min}^{-1}$, $p_e=6,04 \text{ bar}$; c) $n=2344 \text{ min}^{-1}$, $p_e=3,14 \text{ bar}$;	297
Sl. 11.59	Tok pritiska, integralnog i diferencijalnog toka oslobađanja toplote u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije a) $n=2306 \text{ min}^{-1}$, $p_e=8,24 \text{ bar}$; b) $n=2290 \text{ min}^{-1}$, $p_e=6,04 \text{ bar}$; c) $n=2344 \text{ min}^{-1}$, $p_e=3,14 \text{ bar}$	298
Sl. 11.60	Tok relativnog odstupanja izmerene i modelirane trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije a) $n=2776 \text{ min}^{-1}$, $p_e=9,04 \text{ bar}$; b) $n=2819 \text{ min}^{-1}$, $p_e=6,09 \text{ bar}$; c) $n=2783 \text{ min}^{-1}$, $p_e=2,87 \text{ bar}$;	299
Sl. 11.61	Tok pritiska, integralnog i diferencijalnog toka oslobađanja toplote u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije: a) $n=2776 \text{ min}^{-1}$, $p_e=9,04 \text{ bar}$; b) $n=2819 \text{ min}^{-1}$, $p_e=6,09 \text{ bar}$; c) $n=2783 \text{ min}^{-1}$, $p_e=2,87 \text{ bar}$;	300

- Sl. 11.62 Tok relativnog odstupanja izmerene i modelirane trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije: a) $n=3270 \text{ min}^{-1}$, $p_e=9,26 \text{ bar}$; b) $n=3325 \text{ min}^{-1}$, $p_e=5,99 \text{ bar}$; c) $n=3326 \text{ min}^{-1}$, $p_e=2,96 \text{ bar}$; 301
- Sl. 11.63 Tok pritiska, integralnog i diferencijalnog toka oslobađanja toplote u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije: a) $n=3270 \text{ min}^{-1}$, $p_e=9,26 \text{ bar}$; b) $n=3325 \text{ min}^{-1}$, $p_e=5,99 \text{ bar}$; c) $n=3326 \text{ min}^{-1}$, $p_e=2,96 \text{ bar}$ 302
- Sl. 11.64 Direktno poređenje rezultata identifikacije parametara Vibeove funkcije: a) dužina trajanja sagorevanja; b) parametar oblika Vibeove funkcije 303
- Sl. 11.65 Prikaz parametara Vibeove funkcije u funkciji broja obrtaja efektivnog opterećenja motora: a) dužina trajanja sagorevanja; b) parametar oblika Vibeove funkcije 304

Pregled tabela

Oznaka		Str.
Tab. 2.1	Pregled diskretnih vrednosti indikatora pojedinih članova u izrazima za bilans mase u zonama produkata i nesagorele smeše	26
Tab. 3.1	Koeficijenti polinoma u izrazu za aproksimaciju temperature čela klipa prema modelu Atkinsa i Frenča [84]	72
Tab. 5.1	Zavisnost konstante C i pretpostavljenog udela sagorele smeše na kraju sagorevanja	101
Tab. 6.1	Sastav radne materije benzinskog motora tokom radnog ciklusa	117
Tab. 6.2	Pregled karakteristika različitih modela za izračunavanje ravnotežnih koncentracija produkata	126
Tab. 6.3	Izrazi za izračunavanje broja molova komponenata za slučaj zamrznute ravnoteže	136
Tab. 7.1	Relativni udeo pojedinih vrsta mehaničkih gubitaka prema Tejloru [60]	146
Tab. 7.2	Pregled vrednosti korigovane karakteristične dužine za različite klipne prstenove	153
Tab. 7.3	Koeficijenti aproksimacionih polinoma za izračunavanje statističkih funkcija f_2 i $f_{5/2}$ [172,175]	167
Tab. 7.4	Vrednosti koeficijenata i eksponenata u empirijskoj formuli za izračunavanje piezoviskoznog koeficijenta po So–Klausovom modelu [179]	171
Tab. 10.1	Pregled oznaka komponenata eksperimentalne instalacije	215
Tab. 10.2	Pregled osnovnih karakteristika motora DMB 202.PB.13	216
Tab. 10.3	Pregled osnovnih karakteristika komponenata akvizicionog sistema NI PXI	216
Tab. 10.4	Pregled karakteristika senzora korišćenih na instalaciji za eksperimentalno ispitivanje motora DMB 202.PB.13	217
Tab. 10.5	Pregled komponenata izduvne emisije merenih na instalaciji za eksperimentalno ispitivanje motora DMB 202.PB.13	221
Tab. 11.1	Opseg promene vrednosti parametara matematičkog modela radnog procesa u numeričkom eksperimentu	226
Tab. 11.2	Opseg promene korekcionog faktora za otpore u tribološkim sistemima motora	233

Tab. 11.3	Opseg promene masa i momenta inercije komponenata motorskog mehanizma	234
Tab. 11.4	Pregled vrednosti koeficijenata aproksimacionih polinoma za izračunavanje parametara Vibeove funkcije	305

1 Uvod

Kako se odvija sagorevanje? Kakva je dinamika oslobađanja toplote? Kakav je uticaj toplotnih gubitaka ili propuštanje gasa na efikasnost radnog procesa motora? To su samo neka od brojnih pitanja koja se moraju postaviti svaki put kada se započne proces rekonstrukcije, kada se uvodi novo tehničko rešenje ili kada je neophodno proceniti potencijale izmene u algoritmu upravljanja radnim procesom motora, na primer.

Kako doći do potrebnih odgovora? Konzervativni pristup podrazumevao bi sprovođenje opsežnog eksperimenta ili čak serije eksperimenata, ali danas, nakon više od jednog veka neprekidnog razvoja i prikupljanja potrebnih znanja, u doba apsolutne ekspanzije računarskih i informatičkih tehnologija, do pravog odgovora može se doći i primenom simulacija.

Da li je moguće dobiti dovoljno detaljan i tačan odgovor na svako pitanje ili dilemu samo primenom simulacije? Ako se pitanje odnosi na motor SUS, odgovor, iako to nerado mora priznati svako ko se bavi ovom oblašću, mora biti odrečan. Iako se obim naših saznanja uvećao i uvećava se svakog dana, naše mogućnosti, kada su u pitanju razvoj i primena simulacija kod motora SUS, još uvek su ograničene. Ipak poslednje decenije obeležio je veliki napredak u razvoju motorskih simulacija različitih kategorija, različitih namena i stepena složenosti. Fundamentalna prednost primene simulacija leži u činjenici da omogućavaju brži razvoj, proveru i primenu novih rešenja i moraju prethoditi eksperimentalnoj potvrdi tih rešenja. Optimizacija troškova razvoja jednog složenog sistema kakav je motor, može se postići samo intenzivnom primenom simulacija. Njihova pouzdanost i prediktivnost nisu uvek visoke, ali se ti nedostaci eksperimentalnim verifikacijama svakodnevno otklanjaju.

Kada se govori o primeni simulacija, vrlo često se zanemaruje njihov saznajni karakter. Saznajni karakter se manifestuje dvojako. Prvi aspekt se javlja kada se kroz proces razvoja simulacije za konkretne potrebe traže, proveravaju i ispituju potrebna teorijska i empirijska rešenja. Drugi aspekt se javlja u postrazvojnoj fazi, tokom

testiranja simulacije ili primene simulacije u realnom okruženju kada se odgovarajućim programskim rešenjima dolazi do vrednosti, ne samo onih parametara koji će eksperimentalno bit verifikovani, već i do numeričkih vrednosti i karaktera promena onih veličina koje se čak i na današnjem nivou razvoja merne tehnike još ne mogu meriti dovoljno velikom brzinom ili sa dovoljnom tačnošću. Kao nelinearan, dinamički i stohastički objekat u kome su sublimirani fenomeni sagorevanja, prenosa toplote, gasne dinamike i dinamike mehanizama, primena numeričkih simulacija mora predstavljati osnovni alat u svakom sazajnom procesu.

Ako je neophodno doći do parametara radnog procesa motora, a to se pre svega mora odnositi na visokopritisni deo ciklusa i sagorevanje, indiciranje motora i analiza izmerenih podataka koja je zasnovana na poznavanju modela radnog procesa, predstavljaju, može se reći, jedinstveno rešenje. Postupak određivanja parametara radnog procesa može biti izveden na različite načine, a najčešće korišćene metode su determinističke zbog racionalnog korišćenja procesorskog vremena. Statističke metode i primena numeričkih optimizacionih metoda u postupku identifikacije parametara procesa, međutim, daleko su interesantnije, uprkos činjenici da efikasnost, ukoliko se posmatra utrošak procesorskog vremena, nije jača strana, mada se zbog razvoja računarske tehnike ovaj nedostatak sve češće zanemaruje. Razlog za pažnju koja se poslednjih godina posvećuje ovom pristupu leži u činjenici da se do traženih parametara radnog procesa, zapravo, dolazi direktnim modeliranjem radnog procesa i numeričkom iterativnom multikriterijalnom optimizacijom seta karakterističnih parametara, pri čemu je kriterijum postizanje minimalne greške između modeliranog i merenog pritiska ili greške između modeliranog i eksperimentalno dobijenog toka sagorevanja. Rezultat ovakvog procesa je set parametara matematičkog modela koji se u daljoj fazi razvoja može koristiti za pouzdanu predikciju u neposrednoj okolini datog radnog režima.

Imajući u vidu razvoj računarske tehnike i softverskih alata, prirodno se nameće pitanje: da li je moguće istu ideju primeniti i na neku drugu dinamičku veličinu u kojoj je sadržana informacija o radnom procesu, a da za taj pristup nije neophodno primeniti invazivni postupak kao u slučaju merenja pritiska u cilindru? Trenutna ugaona brzina kolenastog vratila je sadržajnija veličina jer u sebi sadrži informacije o sagorevanju u svakom od cilindara, ali i informacije o mehaničkim gubicima u tribološkim i pomoćnim sistemima motora, kao i informacije o dinamičkom ponašanju samog vratila kao elastičnog tela. Tema ovog rada jeste upravo pokušaj da se proverí ideja da li je

moguće direktnim modeliranjem radnog procesa jednog višecilindarskog motora, detaljnim modeliranjem svih mehaničkih gubitaka i dinamike kolenastog vratila u ugaonom domenu i primenom multikriterijalne optimizacije, minimizacijom funkcionala greške ugaone brzine, doći do parametara radnog procesa u svakom od cilindara.

1.1 Stanje tehnike

S obzirom na to da problem prepoznavanja, ekstrakcije ili identifikacije indiciranog pritiska ili momenta zaokuplja pažnju istraživača dugi niz decenija, razumljivo je što je broj autora koji su se bavili ovom temom kao i broj relevantnih radova izuzetno veliki. Problem je osvetljavao sa različitih strana, već prema konkretnim ciljevima istraživanja i razvoja.

Detaljan i analitički pristup problemu može se naći u Tarazinim (Taraza) [1,2] radovima koji se odnose na mogućnost rekonstrukcije indiciranog pritiska i mogućnosti i tačnost procene srednjeg indiciranog pritiska. U ovim radovima pažnja je posvećena uticaju elastičnosti vratila, za šta je primenjen detaljan model torziona elastičnog vratila prema metodologiji Hafnera i Masa (Haffner, Maass). Isti autor se u kasnijim radovima usredsređuje na problem identifikacije istih parametara korišćenjem redukovanih modela krutog kolenastog vratila [3,4]. Sličan pristup može se naći u radovima Riconija (Rizzoni) [5,6]. Detaljnu analizu uticaja redukcije modela elastičnog vratila na tačnost identifikacije indiciranog obrtnog momenta i verifikaciju pomoću momentmetra dali su Šagerberg i Makelvi (Schagerberg, McKelvey) [7]. Za radove navedene grupe autora karakteristično je da se mehanički gubici ne modeliraju direktno, već se u obzir uzimaju preko koeficijenta viskoznog prigušenja i trenutne vrednosti ugaone brzine kolenastog vratila. U literaturi se mogu naći i radovi u kojima su korišćeni i redukovani dinamički modeli. Modeli kolenastog vratila sa dva stepena slobode (2DOF) mogu se naći u radovima Zveirija (Zweiri) [8,9], Potence (Potenza) [10] i Konolija i Jagla (Connolly, Yagle) [11].

Međutim, i jednostavniji modeli koji tretiraju kolenasto vratilo kao kruto telo korišćeni su za simulaciju ugaone brzine i prepoznavanje indiciranog pritiska. Broj tih radova znatno je veći, što se može objasniti jednostavnijim proračunom ali i činjenicom da je većina metoda bila razvijena za potrebe dijagnostike i primenu u realnom vremenu kao što je to slučaj kod Vanga (Wang) [12,13], Kinkea (Kiencke) [14], Ferenbaha

(Fehrenbach) [15], Čena (Chen) [16,17] ili Šovana (Chauvin) [18,19], ali i za simulaciju trenutne ugaone brzine i momenta u dinamičkim promenama radnog režima motora, kako je prikazano u radu Filipija i Asanisa (Filipi, Assanis) [20]. Od posebnog značaja za ovaj rad jeste istraživanje Čena i Moskve (Chen, Moskwa) [17] u kome je iterativnim postupkom korigovan zadati tok dovođenja toplote uz kriterijum minimizacije greške modelirane i izmerene ugaone brzine šestocilindarskog dizel-motora. Iako u ovom radu nema detalja o rezultatima identifikacije parametara modela dovođenja toplote na (dvostepena Vibeova (Wiebe) funkcija), to istraživanje poslužilo je kao polazna osnova za ovaj rad jer je procenjeno da mesta za napredak ima ako se Čenov i Moskvina pristup proširi uvođenjem detaljnijeg modela procesa, ako se parametri modela nezavisno identifikuju za svaki cilindar i ako se umesto globalnog empirijskog modela mehaničkih gubitaka Čen–Flin (Chen–Flynn) primeni detaljan model mehaničkih gubitaka u ugaonom domenu.

Statističke metode za identifikaciju toka indiciranog pritiska mogu se naći u radovima Lija i Riconija (Lee, Rizzoni) [21], dok se o primeni različitih metoda filtriranja signala ugaone brzine radi prepoznavanja indiciranog momenta i pritiska više detalja može naći u radovima Nemea (Nehme) [22], Gaoa i Rendala (Gao, Randall) [23] Henajna (Henein) [24], Kfurija (Kfoury) [25] i Šalouba (Chalohoub) [26]. Primena Kalman filtera prikazana je u radovima Kinkea [14] i Kalenbergera (Kallenberger) [27].

Za istraživanje koje je prikazano u ovom radu poseban značaj imaju radovi koji se odnose na analizu i korekciju sistematskih grešaka pri merenju ugaone brzine. Prikaz metode za korekciju radijalnog odstupanja inkrementalnog diska (zamajca) pomoću jednog induktivnog senzora dao je Kinke, a pomoću dva senzora Đenću (Jianqiu) [28]. Posebno interesantan pristup za korekciju odstupanja na osnovu pritiska u cilindru i izmerene ugaone brzine tokom motoriranja motora dali su Ferenbah i grupa autora [15,29,30] i Šmit (Schmidt) [31].

1.2 Motivacija i ciljevi

Motor predstavlja visoko dinamički nelinearni objekat. Praćenje rada motora u kvazistacionarnim radnim režimima posredstvom niza parametara kao što su snaga, obrtni moment i broj obrtaja, na primer, pretpostavlja značajno pojednostavljenje problema, jer se nelinearni, dinamički, ciklični i nestacionarni karakter promena svih parametara radnog procesa motora interpretira ograničenim brojem vremenski

osrednjenih veličina. Ovakvo pojednostavljenje ima puno opravdanje jer se na taj način lako prate spoljne manifestacije rada motora, a to je upravo ono što većinu potencijalnih korisnika i interesuje. Međutim, sve izlazne veličine imaju izražen dinamički karakter i one se mogu prikazivati, simulirati i analizirati odgovarajućim metodama u vremenskom, odnosno ugaonom domenu. Ako se problem praćenja rada motora posmatra iz tog ugla, lako se uočava da jaka korelacija postoji između toka pritiska u svakom od cilindara, trenutnog obrtnog momenta motora (indicirang i efektivnog) i toka trenutne ugaone brzine kolenastog vratila. Indiciranje pritiska u cilindru predstavlja pouzdanu tehniku i u ovom trenutku predstavlja osnovni i najvažniji alat za analizu radnog ciklusa motora. Sa ekonomske tačke gledišta, međutim, taj postupak je teško opravdati, imajući u vidu troškove od oko 200.000 € za nabavku potrebne opreme i pripremanje instalacije za kompletno indiciranje jednog 4-cilindarskog motora. Drugim rečima, samo troškovi nabavke osnovne opreme za indiciranje motora, u koje nije uračunata nabavka ili razvoj odgovarajućeg softvera za analizu izmerenih podataka, kao ni troškovi angažovanja ljudskih i ostalih materijalnih resursa, u zavisnosti od kategorije i veličine motora, 5–40 puta su veći od cene samog motora na kome se eksperiment izvodi. Sasvim razumljivo, izazov mora i treba da predstavlja svaki pokušaj da se dođe do metode koja bi uspostavila dovoljno pouzdanu vezu između trenutne ugaone brzine, koja se lako i pouzdano meri, i osetljivih parametara kao što je pritisak u cilindru. Poseban izazov mora da predstavlja ideja da se primenom samo jednog senzora, u ovom slučaju senzora ugaone brzine, koji je inače sastavni deo upravljačkog sistema svakog savremenog benzinskog i dizel-motora, dođe do slike o toku radnog procesa u svakom od cilindara jednog višecilindarskog motora.

Cilj ovog rada neće biti razvoj još jedne metode za direktno prepoznavanje pritiska u cilindru u realnom vremenu sa osnovnom idejom da se ona implementira u upravljački sistem motora. Umesto toga, cilj ovog rada je da se proverii ideja o tome da li je moguće direktnim modeliranjem radnog procesa u svakom cilindru i dinamike motora kao celine doći do minimalnog odstupanja modelirane i merene trenutne ugaone brzine na konačnom, unapred definisanom broju ciklusa. Prema tome, u realizaciji ove ideje biće korišćena ista procedura koja se uobičajeno koristi pri indiciranju motora, a to znači da analiza signala ugaone brzine neće biti sprovedena na pojedinačnom ciklusu, već na vrednosti trenutne ugaone brzine osrednjene po uglu kolenastog vratila na ansamblu od n uzastopnih ciklusa. Ako je ovakav pristup moguć, rezultat ovog rada bio

bi softverski alat koji bi omogućio identifikaciju parametara modela radnog procesa motora na osnovu signala trenutne ugaone brzine i manjeg broja upravljačkih signala dostupnih na komunikacionom interfejsu upravljačke jedinice motora. Tako bi u prvoj instanci skup, tehnički zahtevan, invazivni postupak direktnog indiciranja motora bio zamenjen neinvazivnim postupkom, u tehničkom smislu, i finansijski daleko prihvatljivijim postupkom za analizu radnog procesa motora.

1.3 Prikaz osnovne ideje

Pregled literature pokazuje da u dosadašnjoj praksi preovlađuje nekoliko pristupa u koreliranju trenutne ugaone brzine i indiciranog pritiska i/ili indiciranog momenta motora. Oni se u kratkim crtama mogu prikazati na sledeći način:

- direktne analitičke metode – metode za procenu toka indiciranog pritiska, indiciranog i efektivnog obrtnog momenta motora na osnovu signala trenutne ugaone brzine koje se zasnivaju na detaljnom poznavanju dinamičkih karakteristika motorskog mehanizma;
- direktne statističke metode – metode za procenu toka indiciranog pritiska, indiciranog i efektivnog obrtnog momenta motora na osnovu signala trenutne ugaone brzine koje se zasnivaju na primeni statističkih postupaka i različitih tehnika filtriranja signala ugaone brzine;
- direktne metode zasnovane na prepoznavanju indiciranog pritiska i/ili momenta primenom veštačkih neuronskih mreža (VNM).

Motivacija za razvoj ovih postupaka je, gotovo isključivo, bila želja da se dođe do dovoljno brzog i dovoljno pouzdanog postupka za korelaciju toka trenutne ugaone brzine i indiciranog pritiska, koji bi bilo moguće implementirati u algoritam i program elektronskih upravljačkih jedinica (EUJ), a sa idejom da se u realnom vremenu upravlja radnim procesom motora na osnovu slike o ostvarenom indiciranom pritisku. Iz te osnovne ideje proizašle su i raznovrsne tehnike modelski zasnovane dijagnostike motora (celine ili pojedinačnih podsklopova), kao i tehnike identifikacije ciklusa sa nepotpunim sagorevanjem ili potpunim izostankom sagorevanja. Primena ovih postupaka u realnom vremenu dovela je do toga da analitički modeli budu pojednostavljeni, posebno u domenu izračunavanja mehaničkih gubitaka motora, dok statistički postupci i oni

zasnovani na primeni VNM, zbog svoje prirode, nisu mogli da interpretiraju fizikalnost procesa, zbog čega je izgubljen univerzalni karakter.

Dostupni izvori pokazuju da se nijedan od objavljenih postupaka nije odnosio na identifikaciju parametara modela radnog procesa na osnovu signala trenutne ugaone brzine. Takođe, u literaturi nema radova koji su merenje i obradu signala trenutne ugaone brzine posmatrali kao što je to uobičajeno kod postupka indiciranja motora. Drugim rečima, ugaona brzina je analizirana u pojedinačnim ciklusima sa svim nepovoljnim uticajima koje ciklusne varijacije i neravnomernost rada motora nose sa sobom u smislu povećanog nivoa šuma i torzionih oscilacija. Zato se u literaturi ne mogu naći ni systemske analize koje pokazuju uticaje pojedinih parametara radnog procesa ili parametara modela radnog procesa na tok trenutne ugaone brzine. Izuzetkom se može, donekle, smatrati jedino rad Čena i Moskve [17] u kome je oko pojednostavljenog jednozonskog modela radnog procesa motora Gatovskog (Gatowski) i Kalmanovog filtera konstruisan postupak za iterativno izračunavanje toka sagorevanja (dovođenja toplote) i minimizaciju greške modelirane i izmerene trenutne ugaone brzine benzinskog motora za dati ciklus. Međutim, detalji vezani za izračunavanje parametara modela radnog procesa nisu prikazani.

U ovom radu biće primenjen drugačiji postupak. Imajući u vidu da su brojni autori razmatrali uticaj šuma signala i torzionih oscilacija na tačnost direktnog prepoznavanja indiciranog pritiska na osnovu poznate kinematike i dinamike motorskog mehanizma, postavlja se pitanje da li je možda svrsishodnije problem posmatrati sa druge strane, ne sa strane ugaone brzine i kolenastog vratila, već sa strane samog radnog procesa u cilindru. Naime, postavlja se pitanje, da li je bolje detaljno modelirati radni proces preko unapred definisanog seta uticajnih parametara u okviru unapred poznatih realnih granica, primeniti detaljan model mehaničkih gubitaka motora u ugaonom domenu i, rešavanjem jednačine održanja energije za sistem kolenasto vratilo motora – potrošač, doći do simuliranog toka trenutne ugaone brzine, a zatim, primenom optimizacione metode doći do statistički najverovatnije kombinacije parametara modela, tako da funkcional greške simulirane i izmerene ugaone brzine ima minimalnu vrednost. Ako je takav scenario moguć, odnosno, ako proces minimizacije greške konvergira, uvek ostaje pitanje koliko bi tako dobijeni rezultati bili verodostojni. Verifikacija te ideje će zato biti sprovedena poređenjem parametara matematičkog modela radnog procesa motora koji su dobijeni pomenutim postupkom na osnovu minimizacije funkcionala greške

ugaone brzine, i odgovarajućih vrednosti koje će biti dobijene analizom eksperimentalno dobijenog indikatorskog dijagrama za jedan referentni cilindar. Da bi postupak verifikacije ideje bio prihvatljiv, analiza eksperimentalno dobijenog indikatorskog dijagrama referentnog cilindra mora biti u potpunosti kompatibilna sa postupkom indirektno identifikacije parametara modela na osnovu toka trenutne ugaone brzine. To znači da analiza mora biti sprovedena primenom istog matematičkog postupka – identifikacijom, odnosno minimizacijom funkcionala greške modeliranog i izmerenog pritiska u cilindru. Da bi ta ideja bila realizovana i proverena, neophodno je rešiti dva ključna problema.

Prvi problem se odnosi na prilagođavanje postojećih i/ili razvoj novih modela za simulaciju pojedinih delova procesa, a zatim na uključanje istih osnovnih modela i podmodela u programsku celinu. Tokom razvoja svih modela moraju biti ispunjeni određeni, najčešće kontradiktorni, kriterijumi. Za razliku od uobičajenog postupka, kada se motor simulira kao celina, pri čemu se radni proces simulira za master cilindar a zatim fazno kopira i superponira za ostale cilindre, u ovom slučaju će radni proces biti simuliran nezavisno za svaki cilindar, pa će rezultat identifikacije predstavljati vektor parametara modela čije su vrednosti, načelno, različite za svaki cilindar. Pažnja će biti posvećena sledećim kriterijumima:

- svaki model mora biti dovoljno detaljan da bi se uticaj koji simulira mogao primetiti u ukupnoj simulaciji;
- svaki model mora biti kompatibilan sa osnovnom idejom i ostalim podmodelima sa kojima je povezan;
- svi modeli moraju biti ujednačeni, tj. jednakog ili približno jednakog nivoa tačnosti i detaljnosti, jer insistiranje na višem nivou tačnosti u samo jednom delu procesa, odnosno u jednom modelu ili podmodelu, nema smisla ako se u drugim delovima simulacije istovremeno svesno uvode ograničenja i pojednostavljenja, koja narušavaju ukupnu tačnost;
- ne sme se insistirati na apsolutnoj tačnosti podmodela ako izvršenje datog podmodela narušava stabilnost i pouzdanost simulacije kao celine;
- svaki model mora biti dovoljno jednostavan da bi vreme izvršenja ukupne simulacije i optimizacije moglo biti svedeno u razumne okvire.

Osim što je nelinearan i visoko dinamičan objekat, motor se odlikuje i time da se u njemu simultano odvijaju procesi različiti po mestu odvijanja i po karakteru. Pored toga, pojedini fenomeni se opisuju modelima različitog stepena složenosti. Tok dovođenja toplote, koji će u ovom radu biti simuliran Vibeovom (Wiebe) funkcijom, može se interpretirati jednom programskom linijom, dok će na primer, karakteristike radne materije biti izračunavane modelom koji ima ukupno preko 1500 programskih linija. Pojedini procesi imaju izražen dinamički i cikličan karakter (sagorevanje, izmena radne materije, prenos toplote, mehanički otpori u motorskom mehanizmu i ventilskom razvodu, dinamika motorskog mehanizma), dok se uticaji pojedinih fenomena mogu smatrati konstantama za dati kvazistacionarni radni režim (snaga potrebna za pogon pomoćnih uređaja motora, npr.). To znači da će integracija momentne jednačine za dinamički sistem motor – potrošač i izračunavanje ugaone brzine podrazumevati razvoj modela motora kao celine, koji će obuhvatiti niz podmodela i funkcija raznorodnih po strukturi i stepenu složenosti.

Drugi deo problema odnosi se na povezivanje i podešavanje razvijenih modela i rutina za izvođenje optimizacije, odnosno minimizaciju funkcionala greške. Taj deo problema nije sam po sebi predmet istraživanja već predstavlja implementaciju dostupnih matematičkih i programerskih rešenja u programsko-razvojnem okruženju Matlab/Simulink, koje je korišćeno tokom realizacije ovog rada.

1.4 Struktura rada

Kako bi se stekla potpuna slika o složenosti i sveobuhvatnosti postupka koji je bio predmet ovog rada, u ovom odeljku biće ukratko prikazana struktura disertacije kroz kratke opise i komentare sadržaja svakog poglavlja. U svim poglavljima data je detaljna analiza svih relevantnih problema i fenomena. Odluka da se u radu prikažu detaljne analize motivisana je pre svega činjenicom da poslednjih godina sličnih analiza nije bilo u domaćoj literaturi.

2. poglavlje

U prvom delu date su i analizirane sve ključne pretpostavke neophodne za razvoj modela radnog procesa motora. U nastavku, prikazana je detaljna analiza dostupnih tehnika za postavljanje osnovne strukture modela radnog procesa motora, čime je obuhvaćen i detaljan kritički osvrt na ključne nedostatke najčešće korišćenog

dvozonkog nultodimenzionalnog Fergusonovog modela. U drugom delu detaljno je prikazan opšti postupak izvođenja kompletnog sistema običnih diferencijalnih jednačina za nultodimenzionalni dvozonki model benzinskog motora na osnovu Hauzenovih (Hausen) postavki.

3. poglavlje

U trećem poglavlju pažnja je posvećena fenomenu prenosa toplote tokom odvijanja radnog ciklusa motora. Umesto uobičajenog, arbitrarnog pristupa, koji se najčešće svodi na izbor jednog od dostupnih modela za proračun koeficijenta prenosa toplote kao što su Anandov (Annand), Vošnjijev (Woschni), Ajhelbergov (Eichelberg), ili Hoenbergov (Hohenberg), u ovom radu je najpre izvršena opsežna analiza najčešće korišćenih modela i njihovih najnovijih derivata. Pažnja je posvećena tačnosti, problemu faznog pomeranja u ugaonom domenu i , konačno, kompatibilnosti sa osnovnom postavkom modela radnog procesa. Razlog za znatnu pažnju koja je u ovom radu posvećena samo jednom od fenomena, leži u činjenici da tačnost izračunavanja koeficijenta prenosa toplote, ne samo vrednostima već i tokom u ugaonom domenu (faznim pomeranjem), presudno utiče na verodostojnost simulacije radnog procesa. Uobičajeno skaliranje (odnosno linearno podešavanje koeficijenta prenosa toplote) gubi smisao ukoliko postoji fazno pomeranje koeficijenta prenosa toplote u ugaonom domenu, čemu doprinosi nedovoljno pouzdan i transparentan način određivanja strujnog člana. Na osnovu analize i poređenja relevantnih modela prema rezultatima iz literature, u radu je primenjen najnoviji model Vošni–Čeng (Woschni–Cheng), koji je razvijen za potrebe simulacija kod benzinskih motora sa direktnim ubrizgavanjem, ali je verifikovan i za režime rada sa homogenom smešom. U završnom delu dati su kompatibilni modeli za određivanje površine kvašenja za svaku od zona (produkti i nesagorela smeša) kao i Atkinsov i Frenčov (Atkins–French) aproksimacioni model za inicijalizaciju temperatura pojedinih delova površine komore.

4. poglavlje

U ovom poglavlju dat je prikaz osnovnih metoda za proračun strujanja kroz prigušna mesta. Osim prikaza i kritičkog osvrta na neke aspekte primene pretpostavke o izentropskom strujanju stišljivog gasa, dat je i prikaz metode za

određivanje geometrijskog protočnog preseka na klipnom prstenu kombinacijom metoda Hoenberg–AVL (Hohenberg–AVL) i Vanatong (Wannatong).

5. poglavlje

Ovim poglavljem obuhvaćena je problematika toka oslobađanja toplote. Pored osnovnog prikaza Vibeove (Wiebe) funkcije, prikazani su aproksimacioni modeli Kzalnera (Csallner), Vita (Witt), Lindstrema (Lindström) i Bonateste (Bonatesta) za izračunavanje parametra oblika i dužine trajanja sagorevanja u ugaonom domenu u funkciji osnovnih radnih i regulacionih parametara motora. Ovom problemu posvećena je pažnja sa idejom da se pri optimizaciji parametara Vibeovog modela oslobađanja toplote iterativni postupak započne u neposrednoj okolini očekivanih realnih vrednosti dva ključna parametra. Ovakav pristup motivisan je činjenicom da će tokom izvođenja postupka optimizacije, zapravo, identifikacija biti obavljena za svaki cilindar posebno i da se zbog toga mora obezbediti postupak za brzu konvergenciju. U tom smislu predložen je i verifikovan kombinovani (spegnuti) postupak Lindstrem–Bonatesta (Lindström–Bonatesta).

6. poglavlje

U ovom poglavlju data je kratka analiza i kritički osvrt na ograničene mogućnosti primene nekih najčešće korišćenih aproksimacionih modela za izračunavanje unutrašnje energije radne materije kao što su Justijev (Justi), Zakarijasov (Zacharias) ili Kriger–Bormanov (Krieger–Borman). Glavni deo poglavlja odnosi se na konkretnu primenu principa ravnotežnih koncentracija. U okviru tog dela prikazana je kritička analiza 10-komponentnog Fergusonovog modela gde je akcenat stavljen na izražene probleme tačnosti i konvergencije, kao i kratko poređenje efikasnosti izračunavanja ravnotežnih koncentracija primenom Fergusonovog modela, 12-komponentnog modela Olikara–Borman (Olikara–Borman) i 14-komponentnog Depčikovog (Depcik) modela u odnosu na referentne programe (NASA TRANS72). U nastavku poglavlja prikazana je metoda ravnotežnih koncentracija za 12 komponenta.

7. poglavlje

Sedmo poglavlje posvećeno je razvoju seta modela za simulaciju otpora trenja u tribološkim sklopovima motora i snage potrebne za rad pomoćnih uređaja. Kao osnova za razvoj modela iskorišćen je Tarazin (Taraza) pristup za dizel-motor. U

osnovnom delu dat je kritički osvrt na uočene propuste i greške u polaznom modelu. Model je dopunjen i prilagođen specifičnostima benzinskih motora, pre svega u pogledu izračunavanja snage i momenta potrebnog za pogon pomoćnih uređaja (sistem paljenja i ubrizgavanja). Razvijeni su i primenjeni korigovani modeli za izračunavanje mehaničkih gubitaka na klipnim prstenovima i plaštu klipa na osnovu Stribekovog (Stribeck) broja, u kratkim ležajevima sa hidrodinamičkim podmazivanjem, kao i model za elastohidrodinamičko podmazivanje u kontaktu breg–podizač za šta su kao osnova poslužili radovi Dosona (Dowson), Teodoreskua (Teodorescu) i Stačovićjaka (Stachowiak). U završnom delu prikazane su osnovne metode za izračunavanje neophodnih vrednosti temperaturskog i pritisnog koeficijenta viskoznosti maziva.

8. poglavlje

U ovom poglavlju prikazan je postupak primene Njutnovog (Newton) zakona na dinamički sistem kolenasto vratilo motora – potrošač (dinamometar) i izvođenje diferencijalne jednačine za izračunavanje ugaone brzine kolenastog vratila za torziono elastičan sistem. U nastavku je prikazana analiza problema torzionih oscilacija i primenjen je postupak redukcije modela u skladu sa istraživanjima dostupnim u literaturi.

9. poglavlje

U ovom poglavlju dat je prikaz postupka identifikacije parametara matematičkog modela. S obzirom na to da je ta tematika detaljno prikazana u domaćoj literaturi, u Tomićevoj disertaciji [32], u ovom poglavlju prikazane su samo osnove optimizacionih postupaka Gaus–Njutn (Gauss–Newton) i Levenberg–Markvart (Levenberg–Marquardt), koje su od značaja za slučaj nelinearnih sistema, kakav se koristi u ovom radu.

10. poglavlje

U ovom poglavlju dat je kratak prikaz eksperimentalne instalacije i osnovnih postupaka korišćenih za analizu indikatorskog dijagrama i korekciju sistematskih grešaka signala ugaone brzine.

11. poglavlje

U ovom poglavlju prikazan je test osetljivosti simulacije na promenu ključnih ulaznih parametara. U drugom delu testirana je robusnost simulacije u uslovima

identifikacije parametara modela za različite vrste odstupanja i sistematskih grešaka, kao i rezultati simultane identifikacije parametara modela radnog procesa za referentni cilindar na osnovu minimizacije funkcionala greške simulirane i merene ugaone brzine, i funkcionala greške simuliranog i merenog pritiska u cilindru za nekoliko karakterističnih kvazistacionarnih radnih režima motora.

2 Model radnog procesa motora

2.1 Uvodna razmatranja

Model bilo kog procesa, načelno, podrazumeva izbor i definisanje kombinacije polaznih pretpostavki i, na osnovu njih, sistema jednačina kojim se dati proces opisuje u matematičkom smislu. Pretpostavke i matematička interpretacija procesa treba da omoguće što je moguće tačniju reprodukciju osnovnih karakteristika kao i svih onih karakteristika koje su od posebnog interesa za analizu i izučavanje datog procesa. Koliko će model nekog procesa biti složen i detaljan neće zavisiti isključivo od prirode samog procesa već i od željenog broja informacija i potrebnog ili zahtevanog nivoa tačnosti.

Ako se govori o motoru SUS i modelu koji treba da ga opiše na adekvatan način, mora se konstatovati da razvoj tehnika modeliranja kao proces ima veliki značaj za opšti napredak ove oblasti tehnike. Razvoj i primene raznih tehnika modeliranja radnog procesa uvek predstavljaju veliki izazov s obzirom na to da se radi o spregnutom uticaju brojnih fizičkih i hemijskih procesa koje prate dinamičke promene stanja i velike amplitude pritiska i temperature radne materije. Uprkos velikom napretku nauke tokom poslednjih decenija, često nevoljno moramo priznati da ne znamo dovoljno o tome šta se zapravo dešava u cilindru motora i da nemamo uvek dovoljno pouzdane alate da te procese dokučimo i bolje razumemo. Veliki broj fenomena, upravo zbog izražene dinamičke prirode procesa nije moguće u ovom trenutku dovoljno detaljno i tačno prikazati analitičkim modelima, za šta se po pravilu, kao zamena, moraju koristiti empirijske ili poluempirijske relacije. Koliko će ukupan rezultat simulacije biti tačan neće zavisiti isključivo od strukture diferencijalnih jednačina koje opisuju sam radni proces motora i učinjenih pretpostavki, već pre svega od podmodela kojim će biti simulirani brojni prateći fenomeni kao što su prenos toplote, sagorevanje (dovođenje/oslobađanje toplote), propuštanje gasa, karakteristike radne materije itd.

Model procesa, osim što pomaže da se reši konkretan tehnički problem, ima i svoju edukativnu funkciju i pomaže da se bolje razume fizikalnost procesa, analizira karakter neke procesne veličine koja nije dostupna trenutno raspoloživim konvencionalnim ili nekonvencionalnim mernim tehnikama, ili da se sagleda uticaj nekog od kontrolnih parametara i time smanje troškovi i vreme potrebno za izvođenje eksperimentalnog dela istraživanja. Koliki će ovaj efekat biti zavisice od stepena edukacije, veštine i sposobnosti inženjera koji razvija ili primenjuje model, ali i od materijalnih i intelektualnih resursa koji stoje na raspolaganju u datom trenutku. Ipak, stepen razvoja matematičkih modela radnog procesa motora danas je zavidno visok, a zahvaljujući izuzetnom napretku računarske tehnike, danas je moguće sprovesti izuzetno detaljne i dovoljno tačne simulacije kompletnog radnog procesa motora u istoj vremenskoj sekvenci u kojoj se odigrava i sam proces u motoru. To otvara nove mogućnosti za razvoj i primenu novih klasa analitičkih umesto postojećih aproksimacionih modela radnog procesa koji će biti okrenuti upravljanju radnim procesom i njegovoj dijagnostici u realnom vremenu.

Za modeliranje radnog procesa motora koriste se dve klase modela:

- termodinamički, čiju strukturu u osnovi određuju jednačine održanja energije i mase za otvoren termodinamički sistem;
- strujni, odnosno gasodinamički, čiju strukturu u osnovi određuju jednačine strujnog polja.

Klasi termodinamičkih modela mogu se pridružiti i sledeće oznake: nultodimenzionalni, čime se naglašava da se strujno polje ne modelira i da su pritisak, temperatura i sastav gasa homogeni u radnom prostoru, odnosno delu radnog prostora ako se on tretira kao višezonski sistem; fenomenološki, kada se za pojedinačne fenomene koji nisu obuhvaćeni osnovnim sistemom jednačina za održanje energije i mase uvode posebni podmodeli; kvazidimenzionalni, ako se posebnim podmodelima u obzir uzima uticaj geometrije radnog prostora na prostiranje plamena (kod benzinskih motora) ili uticaj oblika mlaza goriva (kod dizel-motora). Strujni, odnosno gasodinamički modeli načelno se tretiraju kao dimenzionalni modeli (najčešće višedimenzionalni, 3D), zbog činjenice da kao rešenje daju detaljnu sliku strujnog polja.

Koji će model biti razvijen i/ili primenjen u datom trenutku ne zavisi od ličnih afiniteta inženjera koji taj zadatak treba da obavi, već od cilja, nivoa detaljnosti, željenih

informacija i racionalnog korišćenja raspoloživog vremena i računarskih resursa. Kako cilj ovog rada nije izučavanje uticaja geometrijskih parametara radnog prostora na strujnu sliku, nehomogenost pritiska i temperaturnog polja ili lokalnu promenu koncentracija pojedinih toksičnih komponenata, primena višedimenzionalnih strujnih modela, zbog složenosti i velikog utroška procesorskog vremena, nije optimalno rešenje i neće biti predmet analize u okviru ovog rada. Pošto je cilj da se proverí pretpostavka o mogućnosti identifikacije parametara radnog procesa motora na osnovu signala ugaone brzine kolenastog vratila, optimalno rešenje pripada klasi termodinamičkih modela. Direktnim modeliranjem i optimizacijom parametara matematičkog modela radnog procesa u svakom od cilindara predmetnog motora može se doći do osnovnih podataka o toku oslobađanja toplote (kumulativni i diferencijalni tok), trajanju sagorevanja, položaju karakterističnih tačaka (10%, 50% i 90% sagorele smeše, npr.), toplotnim i masenim gubicima. Za razliku od uobičajene tehnike modeliranja motora kao celine gde se rezultati modeliranja master cilindra fazno pomeraju i superponiraju i tako daju globalnu sliku, ovde će biti posebno modeliran proces u svakom od cilindara, a ključni parametri optimizovani iterativnim postupkom do postizanja minimuma funkcionala greške ugaone brzine. Za sprovođenje ovakvog postupka model mora da ispuni dva ključna i međusobno oprečna kriterijuma:

- da bude dovoljno jednostavan u matematičkom smislu čime se obezbeđuje robusnost i pouzdanost u izvršavanju simulacije;
- da bude dovoljno detaljan, odnosno da bude sposoban da u obzir uzme što je moguće veći broj uticajnih činilaca (detaljni modeli prenosa toplote, propuštanje gasa, sagorevanja).

S obzirom na to da se ideja proverava na benzinskom motoru, dvozonski termodinamički model će biti izabran kao polazna osnova jer dobro interpretira koegzistenciju nesagorele, sveže smeše i produkata sagorevanja. Dvozonski model prikazan u ovom odeljku razvijen je sa osnovnom idejom da omogući primenu različitih podmodela kojim će biti simulirani karakteristični fenomeni vezani za radni proces motora kao što su prenos toplote, oslobađanje toplote tokom sagorevanja, propuštanje gasa, izmena radne materije, itd. Struktura modela je postavljena fleksibilno, tako da se promena podmodela ne odražava na postavku sistema običnih diferencijalnih jednačina. Na taj način se model može dalje koristiti za dogradnju i numeričko eksperimentisanje,

a svi podmodeli mogu se prilagoditi potrebnom nivou tačnosti simulacije kompletnog radnog procesa. Izbor podmodela biće rukovođen sledećim kriterijumima:

- kompatibilnost sa postavkom dvozonkog modela;
- inicijalna tačnost da bi se, ukoliko je moguće, izbegla identifikacija dopunskih parametara;
- detaljnost;
- efikasnost u domenu angažovanja procesorskog vremena;
- robustnost.

U skladu sa osnovnom idejom, u narednim poglavljima će biti detaljno analizirani rezultati istraživanja u oblasti razvoja ključnih podmodela sa ciljem da se dođe do optimalnog rešenja za konkretan problem identifikacije parametara modela radnog procesa na osnovu signala ugaone brzine.

2.2 Dvozonski model radnog procesa motora – opšti pregled

Dvozonski model radnog procesa benzinskog motora je često korišćen i u literaturi se može naći dosta materijala koji pokriva ovu oblast. Cilj nije navođenje svih referenci, niti je to fizički moguće, ali će ovde biti nabrojani samo neki od radova u kojima se ova metoda modeliranja radnog procesa koristi na različite načine i sa različitim ciljem:

- analiza radnog procesa – Katani i Mitika (Cattani, Mittica) [33], Kurto-Riso, Medina i hernandez (Curto-Risso, Medina, Hernandez) [34], Bol, Rajn i Stoun (Ball, Raine, Stone) [35,36];
- proračun koncentracije produkata – (Rakopulos i Michos [37], Ball, Raine i Stone [38], Raine, Wyszinski i Stone [39], Arsie, Pianese i Rizzo [40]);
- simulacije rada motora sa alternativnim gorivima (Soylu i Van Gerpen [41], Ramachandran [42]);
- uticaj EGR-a kod benzinskih motora (Shayani i Caton [43]);
- fenomeni paljenja i detonacije (Hajireza [44], Karim i Gao [45], Chan [46]).

Ipak, najčešće je citiran Fergusonov (Ferguson) [47] pristup. Razlog za to je činjenica da je postupak odlično dokumentovan i podržan odgovarajućim podmodelima za prenos toplote, određivanje aktivne površine svake od zona, propuštanje gasa, protok gasa kroz razvodne organe, kao i komponentnim modelom proračuna karakteristika

gasa na bazi ravnotežnih koncentracija produkata. Posebno treba istaći da su svi modeli i podmodeli praćeni i odgovarajućim kodom u programskom jeziku Fortran 77, što je verovatno dodatno motivisalo brojne autore da ga koriste, praktično bez nekih značajnijih korekcija. Batsvort (Buttswoth) [48] je objavio implementaciju kompletnog Fergusonovog postupka u programskom paketu Matlab, ali bez izmena u formulaciji osnovnog modela i podmodela.

Ovaj postupak, međutim, ima izvesnih formalnih nedostataka i to treba istaći. Izvođenje karakterističnih diferencijalnih jednačina je korektno, ali formalno gledano, nedovoljno transparentno i za neiskusnog čitaoca može biti izvor problema i nerazumevanja samog procesa. Pored toga, Ferguson insistira na primeni logaritamskih izvoda radi pojednostavljenja zapisa pojedinih članova u diferencijalnim jednačinama i oslanja se na Luisove i Rendalove (Lewis, Randall) izraze za prikaz karakteristika stanja idealnog gasa, koje prikrivaju uticaje parcijalnih izvoda gasne konstante i unutrašnje energije, pa se na prvi pogled može zaključiti, naravno pogrešno, da uticaj temperature, pritiska i sastava gasa nije ni uzet u obzir.

Međutim, ove primedbe nemaju uticaj na opšti rezultat. Ono što predstavlja suštinski problem jeste formulacija i arbitrarni, više empirijski, a manje analitički pristup razvoju podmodela koji su neophodni za funkcionisanje kompletne simulacije. Sagorevanje, odnosno dovođenje toplote je zamenjeno tzv. *kosinusnim zakonom*, što znači da je diferencijalni tok dovođenja toplote simetrična funkcija. Načelno, ništa bolji pristup nije ni onaj koji se može naći kod drugih autora, npr. Hejvuda (Heywood) [49], koji preporučuje fiksne vrednosti za parametre Vibeove (Wiebe) funkcije koji daju praktično isti rezultat. U oba slučaja, korisniku se prepušta definisanje početka sagorevanja i određivanja kriterijuma optimalnog sagorevanja. To je vrlo značajan detalj i njemu će biti posvećena posebna pažnja u zasebnom poglavlju.

Drugi ključni nedostatak Fergusonovog postupka je način modeliranja propuštanja gasa kroz nezaptivena mesta. Mora se ipak konstatovati da je taj član uključen u simulaciju, što veliki broj autora sistematski izbegava da učini uz opravdanje da se proračun dodatno komplikuje a vreme izvršenja simulacije nepotrebno produžava bez značajnih uticaja na konačne rezultate. Međutim, Ferguson uvodi pretpostavku da je propuštanje gasa (maseni protok gasa kroz nezaptiveno mesto) proporcionalno trenutnoj masi gasa u cilindru i arbitrarno pretpostavlja da taj gubitak iznosi 2,5%. Ovaj podmodel je direktno uključen u postupak izvođenja ostalih diferencijalnih jednačina,

pa krajnji korisnik nema mogućnost naknadne izmene uticaja tog člana. Istraživanje ovog uticaja, koje bi podrazumevalo eksplicitno isključenje ovog člana ili testiranje nekog drugog modela, kao što su npr. modeli Hoenberg (Hohenberg), Douson (Dowson) ili Vanatong (Wannatong), o kojima će u daljem tekstu biti više reči, značilo bi vraćanje na početak i ponovno izvođenje sistema običnih diferencijalnih jednačina. Ovome treba dodati određivanje (arbitrarno) udela produkata i nesagorele smeše u ukupnoj masi gasa koja se gubi propuštanjem kroz nezaptivena mesta, kao i ukupne entalpije koja se gubi na taj način, a svodi se na primenu kvadratne funkcije udela sagorele smeše. Umesto toga biće primenjen eksplicitni postupak, i istrujavanje gasa iz pojedinih zona biće modelirano nezavisno, za svaku od zona pojedinačno.

Treći nedostatak se odnosi na način procene površine preko koje svaka od zona predaje toplotu okolini, odnosno zidovima komore. Osim formalne matematičke greške u jednom od izraza (konkretno, izraz za aktivnu površinu preko koje nesagorela smeša predaje toplotu okolini), diskutabilno je da li se ta površina za obe zone može aproksimirati preko zapremine cilindra i kvadratne funkcije udela sagorele smeše. Umesto tog podmodela, u ovom radu biće korišćen drugačiji pristup, kod kog će odgovarajuće površine biti određene iz uslova da je količina predate toplote za uslove srednje temperature gasa, jednaka zbiru toplote koje se predaju okolini u svakoj od zona. S obzirom na to da će se jedna od pretpostavki odnositi na to da se kroz front plamena, hemijskom transformacijom prenosi samo masa gasa sa svojom trenutnom entalpijom, a da konvektivnog prenosa toplote nema, ovaj podmodel će biti u potpunosti kompatibilan. Kao i u slučaju podmodela za propuštanje gasa, tako se i ovde može zameriti krut pristup u izvođenju diferencijalnih jednačina jer je ovakva formulacija podmodela ugrađena u sve diferencijalne jednačine. Promena podmodela, ponovo iziskuje izvođenje svih diferencijalnih jednačina.

Stiče se utisak da svi navedeni nedostaci, a to se može slobodno reći, nisu bili presudni, i da je popularnost ove metode zasnovana pre na dostupnom gotovom programskom kodu, nego na apsolutnoj korektnosti, detaljnosti ili fleksibilnosti modela, što bi trebalo da bude presudno pri odlučivanju i izboru nekog modela. Uprkos teškoćama koje razvoj modela radnog procesa nosi sa sobom, u ovom radu će biti razvijen dvozonski model, dosledniji, fleksibilniji i nešto detaljniji. Pri tome, formulacija modela neće prejudicirati izbor bilo kog podmodela, pa je u tom smislu pogodan za dalju dogradnju, izmene i istraživanja.

Odličnu osnovu za razvoj sistema diferencijalnih jednačina dvozonkog modela, kojim će biti opisan radni proces motora, predstavlja Pišingerova (Pischinger) [50] formulacija. Postavka se odnosi, kao i u slučaju Fergusona, samo na visokopritisni deo ciklusa, ali je pristup neuporedivo fleksibilniji i korisniku ostavlja široke mogućnosti za specificiranje pojedinih podmodela. Pristup je transparentan i polazi od postavljanja osnovnih jednačina za održanje energije, mase i jednačine stanja za svaku od zona, na isti način kako se to uobičajeno čini u slučaju jednozonskih modela [49–53], pri čemu broj zona ne mora biti ograničen. Ovakav pristup se može naći u Rajnovom (Raine)radu [54] koji 2-zonski, 5-zonski i 10-zonski model koristi za predikciju koncentracije azotovih oksida. Načelan postupak za formiranje dvozonkog modela prikazan je i u Ferhelstovom (Verhelst) radu [55], a primenjen je i kod Ferhelsta i Šeparda (Verhelst, Shepard) [56] za simulaciju radnog procesa motora napajanog vodonikom. U navedenim radovima prikazane su samo osnovne jednačine za bilans mase i energije u odgovarajućim zonama, pa će u ovom radu biti dat kompletan prikaz izvođenja sistema običnih diferencijalnih jednačina za temperature i pritisak. Podmodeli za prenos toplote i temperature kontaktnih površina, sagorevanje (odnosno oslobađanje toplote), strujanje kroz prigušna mesta, određivanje karakteristika gasa u funkciji promenljivih vrednosti pritiska, temperature i sastava biće detaljno opisani i prikazani sa svim relevantnim analizama, detaljima i izvođenjima.

2.3 Formulacija sistema diferencijalnih jednačina

Ne postoji savršen, apsolutno tačan i potpuno dosledan model bilo kog procesa u prirodi. Model je dobar onoliko koliko su dobre i čvrste polazne pretpostavke i koliko su dobri, detaljni i međusobno usklađeni podmodeli koji omogućavaju da se opišu prateći fenomeni. Ove opšte odrednice važe i za razvoj modela radnog procesa motora.

Složeni procesi koji se javljaju tokom jednog ciklusa, mogu se u termodinamičkom smislu razvrstati na sledeći način:

- transport materije kroz granice sistema (ustrujavanje sveže radne materije tokom usisavanja, istrujavanje produkata sagorevanja tokom izduvavanja i gubitak gasa kroz nezaptivena mesta tokom visokopritisnog dela ciklusa);
- oslobađanje energije tokom sagorevanja, kada se hemijska energija sadržana u gorivu oslobađa i troši na promenu unutrašnje energije i mehanički rad.

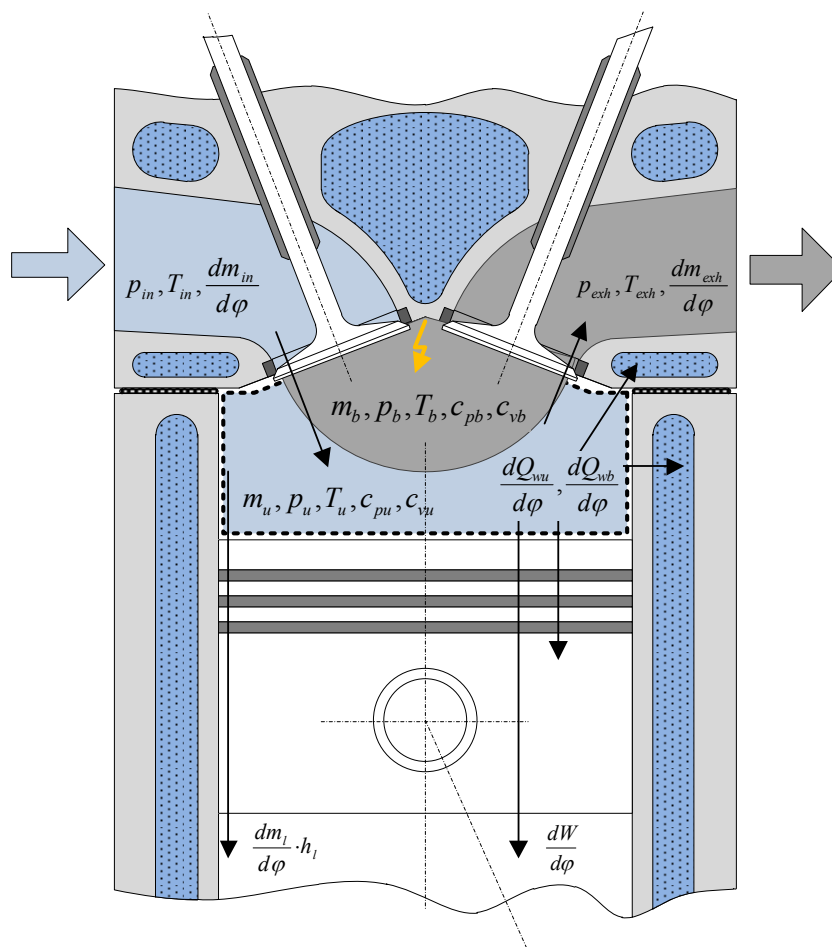
Matematička interpretacija ovakvog termodinamičkog sistema iziskuje postavljanje odgovarajućih jednačina za održanje mase i energije u sistemu, i jednačina stanja gasa. Dvozonski model radnog procesa motora koji se koristi u ovom radu, razvijen je na osnovu sledećih osnovnih pretpostavki:

- radni proces je nestacionaran;
- radni prostor čine dve zone – zona nesagorele sveže smeše i zona produkata sagorevanja;
- karakteristične zone su međusobno razdvojene beskonačno tankim frontom plamena (beskonačno tanka zona reakcije sagorevanja);
- ne postoji razmena toplote između zona produkata i nesagorele smeše;
- realan tok sagorevanja se zamenjuje dovođenjem ekvivalentne količine toplote;
- promena stanja u svakoj od zona je ravnotežna;
- polje pritiska je u svakom diskretnom trenutku homogeno u celom radnom prostoru;
- temperatura, sastav i karakteristike gasa su u svakom diskretnom trenutku (položaju kolenastog vratila, ako se proces posmatra u ugaonom domenu) isti u svim delovima prostora koji pripada jednoj od navedenih zona;
- smeša je homogena i sastoji se iz pare goriva, čistog vazduha i zaostalih produkata sagorevanja iz prethodnog ciklusa;
- radni prostor je otvoren sistem;
- radna materija je idealan gas;
- gubici mase gasa usled nezaptivenosti uzimaju se u obzir samo tokom visokopritisnog dela ciklusa;
- kinetička energija u cilindru se zanemaruje.

Potrebne jednačine za opis procesa u cilindru biće izvedene primenom prvog zakona termodinamike za nestacionarne otvorene sisteme, jednačine za održanje mase (maseni bilans), jednačine za održanje energije (energijski bilans), jednačine stanja idealnog gasa, jednačina zavisnosti specifičnih toplota gasa od temperature, pritiska i sastava gasa.

Prvi zakon termodinamike za otvoren sistem, kao što je radni prostor motora sa unutrašnjim sagorevanjem, uobičajeno se daje na sledeći način:

$$dQ = dU + p \cdot dV. \quad (2.1)$$



Sl. 2.1 – Termodinamički sistem cilindra benzinskog motora sa ubrizgavanjem goriva u usisni kanal – nultodimenzionalni dvozonski model

Kod benzinskih motora kod kojih je smeša homogena i formira se van radnog prostora (ubrizgavanje goriva u usisnom kanalu, u konkretnom slučaju), sistem treba posmatrati na nešto drugačiji način. Tokom sagorevanja, toplota se ne dovodi sistemu na način koji je karakterističan za dizel-motore, kod kojih se sa masom ubrizganog goriva unosi i odgovarajuća energija, uobičajeno prikazana kroz donju toplotnu moć goriva H_d . U ovom slučaju, količina toplote oslobođena tokom sagorevanja biće dobijena na račun promene unutrašnje energije sveže smeše. Taj postupak je u potpunosti usaglašen sa načelnim pristupom za određivanje karakteristika gasa, koji će biti prikazan u posebnom poglavlju. U tom smislu, prvi zakon termodinamike će, radi lakšeg izvođenja, biti prikazan na nešto drugačiji način:

$$dU = dQ - p \cdot dV. \quad (2.2)$$

Promena svih parametara može se pratiti u vremenskom domenu, ali kako je ugaona brzina kolenastog vratila promenljiva u vremenu, pogodnije je proces pratiti u ugaonom domenu:

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{dQ}{d\varphi} - p \cdot \frac{dV}{d\varphi} \quad (2.3)$$

Za dvozonski model, prvi zakon termodinamike biće formulisan za obe karakteristične zone:

$$\frac{dU_b}{d\varphi} = \frac{dQ_b}{d\varphi} - p \cdot \frac{dV_b}{d\varphi} \quad (2.4)$$

$$\frac{dU_u}{d\varphi} = \frac{dQ_u}{d\varphi} - p \cdot \frac{dV_u}{d\varphi} \quad (2.5)$$

Za obe zone važi i jednačina stanja idealnog gasa:

$$p \cdot V_b = m_b \cdot R_b \cdot T_b \quad (2.6)$$

$$p \cdot V_u = m_u \cdot R_u \cdot T_u \quad (2.7)$$

Konačno, neophodno je uvesti i jednačine koje uspostavlja vezu između dveju zona, i to za masu i zapreminu:

$$m = m_b + m_u \quad (2.8)$$

$$V = V_b + V_u \quad (2.9)$$

Za izvođenje sistema diferencijalnih jednačina u modelu radnog procesa potrebno je odrediti mase gasa u svakoj od zona. Udeo sagorele smeše definisan je tokom sagorevanja u ugaonom domenu koji će biti simuliran posebnim modelom. Mase gasa određene su tokom sagorevanja udelom sagorele smeše x :

$$m_b = x \cdot m \quad (2.10)$$

$$m_u = (1 - x) \cdot m \quad (2.11)$$

Diferencijal unutrašnje energije za obe zone, mora se pratiti preko odgovarajućih izvoda mase i specifične unutrašnje energije u svakoj od zona:

$$\frac{dU_b}{d\varphi} = \frac{d(m_b \cdot u_b)}{d\varphi} = \frac{dm_b}{d\varphi} \cdot u_b + m_b \cdot \frac{du_b}{d\varphi} dQ \quad (2.12)$$

$$\frac{dU_u}{d\varphi} = \frac{d(m_u \cdot u_u)}{d\varphi} = \frac{dm_u}{d\varphi} \cdot u_u + m_u \cdot \frac{du_u}{d\varphi} \quad (2.13)$$

Specifična unutrašnja energija se menja sa promenom temperature, pritiska i sastava gasa u svakoj zoni. Imajući u vidu da se radi o benzinskom motoru i da se sastav smeše ne menja tokom procesa u jednom ciklusu, izvodi specifične unutrašnje energije sadržaće samo parcijalne izvode po pritisku i temperaturi u datoj zoni:

$$\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{\partial u_b}{\partial T_b} \cdot \frac{dT_b}{d\varphi} + \frac{\partial u_b}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \quad (2.14)$$

$$\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{\partial u_u}{\partial T_u} \cdot \frac{dT_u}{d\varphi} + \frac{\partial u_u}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \quad (2.15)$$

Jednačina održanja mase važi za radni prostor kao otvoren termodinamički sistem. Na isti način treba posmatrati i svaku od zona. Jednačine će biti formulisane u opštem obliku i uključiće promene mase gasa u obe zone usled sagorevanja, usisavanja, izduvavanja i propuštanja usled nezaptivenosti cilindra. Biće uvedena i opcija za viševentilski sistem razvoda sa mogućnošću zadavanja asimetrične šeme razvoda za svaki pojedinačni usisni (indeks i_{iv}) i izduvni ventil (indeks i_{ev}). Razumljivo je da svi navedeni članovi neće biti aktivni istovremeno i biće uključeni u strukturu jednačine u zavisnosti od toga za koju fazu procesa se obavlja integracija sistema diferencijalnih jednačina. Članovi su definisani na sledeći način:

- $\frac{dm_c}{d\varphi}$ – Promena mase gasa u datoj zoni usled sagorevanja
- $\frac{dm_{l,b}}{d\varphi}$ – Promena mase gasa u zoni produkata, usled propuštanja kroz nezaptivena mesta
- $\frac{dm_{l,u}}{d\varphi}$ – Promena mase gasa u zoni nesagorele smeše usled propuštanja kroz nezaptivena mesta

- $\left(\frac{dm_{in,b}}{d\varphi}\right)_{i_{iv}}$ – Promena mase gasa u zoni produkata usled strujanja kroz usisni ventil
- $\left(\frac{dm_{exh,b}}{d\varphi}\right)_{i_{ev}}$ – Promena mase gasa u zoni produkata usled strujanja kroz izduvni ventil
- $\left(\frac{dm_{in,u}}{d\varphi}\right)_{i_{iv}}$ – Promena mase gasa u zoni nesagorele smeše usled strujanja kroz usisni ventil
- $\left(\frac{dm_{exh,u}}{d\varphi}\right)_{i_{ev}}$ – Promena mase gasa u zoni nesagorele smeše usled strujanja kroz izduvni ventil

Članovi koji se odnose na isticanje gasa kroz nezaptivena mesta u obe zone eksplicitno imaju negativnu vrednost. S obzirom na to da je usvojena pretpostavka o tome da se gubici kroz nezaptivena mesta uzimaju u obzir i modeliraju samo za visokopritisni deo ciklusa, razlika pritiska između cilindra i motorske kućice uvek je pozitivna, pa je i smer strujanja kroz nezaptivena mesta uvek isti – iz cilindra ka motorskoj kućici, zbog čega ti članovi uvek imaju negativnu vrednost.

Kada su u pitanju članovi koji se odnose na strujanje kroz razvodne organe, znak nije i ne može unapred biti specificiran jer je smer strujanja načelno promenljiv i zavisi od razlike pritiska između cilindra i kolektora za koji se strujanje proračunava. Stavljanjem članova u zagrade naznačeno je da se znak, odnosno smer strujanja ne definiše eksplicitno, već se preuzima iz odgovarajućeg modula za proračun strujanja na konkretnom razvodnom organu. Takav pristup na prvi pogled deluje komplikovano i nedovoljno pregledno, ali u programerskom smislu je vrlo efikasan jer ne zahteva uvođenje instrukcija za ispitivanje logičkih kriterijuma i promenu znaka za svako prigušno mesto i svaki režim strujanja. Simultano praćenje i izračunavanje mase gasa u obe zone omogućava izračunavanje koeficijenta zaostalih produkata sagorevanja, koji je neophodan parametar za početak svake iteracije proračuna. Ovaj podatak se dobija kao rezultat bilansiranja masa u obe zone na kraju faze usisavanja. Uključenje pojedinih članova omogućeno je preko programskih indikatora k_c , k_l , $k_{in,b}$, $k_{exh,b}$, $k_{in,u}$ i $k_{exh,u}$, koji imaju diskretne celobrojne vrednosti iz skupa $(0,1)$, već prema fazi ciklusa za koju se vrši integracija sistema diferencijalnih jednačina. Način zadavanja navedenih indikatora prema vrednosti ugla kolenastog vratila, odnosno prema fazi radnog procesa prikazan je u Tab. 2.1.

Tab. 2.1 – Pregled diskretnih vrednosti indikatora pojedinih članova u izrazima za bilans mase u zonama produkata i nesagorele smeše

Indikator	Faza procesa					
	$\varphi_{IVZ} \div \varphi_{UVZ}$ usisavanje	$\varphi_{UVZ} \div \varphi_{CS}$ sabijanje	$\varphi_{CS} \div \varphi_{CE}$ sagorevanje	$\varphi_{CE} \div \varphi_{IVO}$ širenje	$\varphi_{IVO} \div \varphi_{UVO}$ izduvavanje	$\varphi_{UVO} \div \varphi_{IVZ}$ preklop ventila
k_c	0	0	1	0	0	0
k_l	0	1	1	1	0	0
$k_{in,b}$	1	0	0	0	0	1
$k_{exh,b}$	0	0	0	0	1	1
$k_{in,u}$	1	0	0	0	0	1
$k_{exh,u}$	0	0	0	0	1	1

Za zonu produkata sagorevanja, bilans mase u diferencijalnom obliku, definisan je sledećim izrazom:

$$\begin{aligned} \frac{dm_b}{d\varphi} = & k_c \cdot \frac{dm_c}{d\varphi} - k_l \cdot \frac{dm_{l,b}}{d\varphi} \\ & + k_{in,b} \cdot \sum_{i_{iv}=1}^{n_{iv}} \left(\frac{dm_{in,b}}{d\varphi} \right)_{i_{iv}} + k_{exh,b} \cdot \sum_{i_{ev}=1}^{n_{ev}} \left(\frac{dm_{exh,b}}{d\varphi} \right)_{i_{ev}} \end{aligned} \quad (2.16)$$

Za zonu nesagorele smeše, bilans mase je nešto drugačiji i ima sledeću formu:

$$\begin{aligned} \frac{dm_u}{d\varphi} = & -k_c \cdot \frac{dm_c}{d\varphi} - k_l \cdot \frac{dm_{l,u}}{d\varphi} \\ & + k_{in,u} \cdot \sum_{i_{iv}=1}^{n_{iv}} \left(\frac{dm_{in,u}}{d\varphi} \right)_{i_{iv}} + k_{exh,u} \cdot \sum_{i_{ev}=1}^{n_{ev}} \left(\frac{dm_{exh,u}}{d\varphi} \right)_{i_{ev}} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Radi lakšeg praćenja i razumevanja jednačina za bilans mase, neophodno je prokomentarisati uticaj i način na koji su formulisani pojedini članovi. Ključna i jasno uočljiva razlika u izrazima za bilans mase za obe zone odnosi se na prvi član koji predstavlja promenu mase gasa u datoj zoni usled sagorevanja $dm/d\varphi$ (hemijska transformacija gorive smeše u produkte sagorevanja). Član ima istu trenutnu vrednost, ali različit znak, već prema tome u kojoj jednačini figuriše – promena mase produkata usled sagorevanja je pozitivna, a mase nesagorele smeše negativna. Ovaj član je

definisani preko brzine sagorevanja (promene udela sagorele smeše x u ugaonom domenu):

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dx}{d\varphi} \cdot m \quad (2.18)$$

Izvod dovedene energije po uglu kolenastog vratila u svakoj od zona sadrži nekoliko komponenata, i kao i u slučaju bilansa masa, odgovarajuće jednačine biće prikazane u opštem obliku za ceo ciklus. Komponente koje figurišu u jednačini za izvod ukupne energije dovedene svakoj od zona jesu sledeće:

- | | |
|---|--|
| $\frac{dQ_{w,b}}{d\varphi}$ | – količina toplote koja se odvede iz zone produkata sagorevanja usled prostiranja toplote (prenos toplote kroz zidove cilindra i zračenje) |
| $\frac{dm_c}{d\varphi} \cdot h_u$ | – promena energije u datoj zoni usled sagorevanja (hemijska transformacija) |
| $\frac{dm_{l,b}}{d\varphi} \cdot h_b$ | – gubitak energije usled propuštanja produkata sagorevanja kroz nezaptivena mesta u cilindru |
| $\left(\frac{dm_{in,b}}{d\varphi}\right)_{i_{iv}} \cdot h_{o,in,b}$ | – totalna entalpija produkata sagorevanja koji struje kroz usisni ventil |
| $\left(\frac{dm_{exh,b}}{d\varphi}\right)_{i_{ev}} \cdot h_{o,exh,b}$ | – totalna entalpija produkata sagorevanja koji struje kroz izduvni ventil |
| $\frac{dQ_{w,u}}{d\varphi}$ | – količina toplote koja se odvede iz zone nesagorele smeše usled prostiranja toplote (prenos toplote kroz zidove cilindra i zračenje) |
| $\frac{dm_{l,u}}{d\varphi} \cdot h_u$ | – gubitak energije usled propuštanja nesagorele smeše kroz nezaptivena mesta u cilindru |
| $\left(\frac{dm_{in,u}}{d\varphi}\right)_{i_{iv}} \cdot h_{o,in,u}$ | – totalna entalpija nesagorele smeše koja struji kroz usisni ventil |

$$\left(\frac{dm_{exh,u}}{d\varphi}\right)_{i_{ev}} \cdot h_{o,exh,u} \quad - \text{ totalna entalpija nesagorele smeše koja struji kroz izduvni ventil}$$

Pojedini članovi će biti aktivni u zavisnosti od toga za koji se deo ciklusa sprovodi integracija sistema diferencijalnih jednačina. Jednačine za prvi izvod ukupne energije u zoni produkata i nesagorele smeše glase:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_b}{d\varphi} = & -\frac{dQ_{w,b}}{d\varphi} + k_c \cdot \frac{dm_c}{d\varphi} \cdot h_u - k_l \cdot \frac{dm_{l,b}}{d\varphi} \cdot h_b \\ & + k_{in,b} \cdot \sum_{i_{iv}=1}^{n_{iv}} \left(\frac{dm_{in,b}}{d\varphi}\right)_{i_{iv}} \cdot h_{o,in,b} \\ & + k_{exh,b} \cdot \sum_{i_{ev}=1}^{n_{ev}} \left(\frac{dm_{exh,b}}{d\varphi}\right)_{i_{ev}} \cdot h_{o,exh,b} \end{aligned} \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} \frac{dQ_u}{d\varphi} = & -\frac{dQ_{w,u}}{d\varphi} - k_c \cdot \frac{dm_c}{d\varphi} \cdot h_u - k_l \cdot \frac{dm_{l,u}}{d\varphi} \cdot h_u \\ & + k_{in,u} \cdot \sum_{i_{iv}=1}^{n_{iv}} \left(\frac{dm_{in,u}}{d\varphi}\right)_{i_{iv}} \cdot h_{o,in,u} \\ & + k_{exh,u} \cdot \sum_{i_{ev}=1}^{n_{ev}} \left(\frac{dm_{exh,u}}{d\varphi}\right)_{i_{ev}} \cdot h_{o,exh,u} \end{aligned} \quad (2.20)$$

U izrazima za prvi zakon termodinamike figurišu izvodi zapremine svake od zona. Do njih se može doći logaritamskim diferenciranjem jednačina stanja idealnog gasa za svaku od zona. Logaritmovanjem leve i desne strane jednačine stanja za zonu produkata, npr., dolazi se do sledećeg izraza:

$$\log p + \log V_b = \log m_b + \log R_b + \log T_b \quad (2.21)$$

Diferenciranjem prethodnog izraza, nakon jednostavnih transformacija, dolazi se do izraza za izvod zapremine zone produkata sagorevanja u ugaonom domenu:

$$\frac{dV_b}{d\varphi} = V_b \cdot \left[\frac{1}{m_b} \cdot \frac{dm_b}{d\varphi} + \frac{1}{R_b} \cdot \frac{dR_b}{d\varphi} + \frac{1}{T_b} \cdot \frac{dT_b}{d\varphi} - \frac{1}{p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \right] \quad (2.22)$$

Na isti način, može se postaviti i jednačina za izvod zapremine nesagorele smeše u ugaonom domenu:

$$\frac{dV_u}{d\varphi} = V_u \cdot \left[\frac{1}{m_u} \cdot \frac{dm_u}{d\varphi} + \frac{1}{R_u} \cdot \frac{dR_u}{d\varphi} + \frac{1}{T_u} \cdot \frac{dT_u}{d\varphi} - \frac{1}{p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \right] \quad (2.23)$$

Kod modeliranja realnog radnog procesa motora mora se uzeti u obzir da se karakteristike gasa (radne materije) menjaju sa promenom stanja (pritisak, temperatura) i sastava tokom ciklusa. Gasna konstanta se može predstaviti uopšteno kao funkcija prethodno navedenih veličina:

$$R = f(p, T, \lambda) \quad (2.24)$$

Zbog rada sa homogenom smešom ne postoji promena sastava smeše tokom odvijanja ciklusa, pa će diferencijal gasne konstante za produkte i nesagorelu smešu sadržati samo odgovarajuće parcijalne izvode po pritisku i temperaturi:

$$\frac{dR_b}{d\varphi} = \frac{\partial R_b}{\partial T_b} \cdot \frac{dT_b}{d\varphi} + \frac{\partial R_b}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \quad (2.25)$$

$$\frac{dR_u}{d\varphi} = \frac{\partial R_u}{\partial T_u} \cdot \frac{dT_u}{d\varphi} + \frac{\partial R_u}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \quad (2.26)$$

Zbog složene strukture i velikog broja uticajnih članova, razumno je uvesti određena uprošćenja i konvencije. Izvodi mase i ukupne energije po uglu kolenastog vratila imaju promenljivu strukturu i drugačije su formulisani za svaku fazu ciklusa. Takođe, ako se analiziraju izrazi za bilans mase i ukupne energije koja se dovodi ciklusu za svaku zonu, uočava se da u njima ne figuriše izvod temperature. U tom smislu ne postoji prepreka da se ta dva člana kroz dalji postupak izvođenja vode u opštem obliku. Radi lakšeg praćenja, ova dva člana će biti označena indeksom f , čime se implicira njihova promenljiva struktura. Kada se zamene odgovarajući izrazi za izvode gasne konstante, unutrašnje energije i zapremine u izraz za energijski bilans zone produkata, dobija se sledeća jednačina:

$$\begin{aligned}
 \left. \frac{dm_b}{d\varphi} \right|_f \cdot \left(u_b + \frac{p \cdot V_b}{m_b} \right) + m_b \cdot \left(\frac{\partial u_b}{\partial T_b} \cdot \frac{dT_b}{d\varphi} + \frac{\partial u_b}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \right) = \\
 = \left. \frac{dQ_b}{d\varphi} \right|_f + p \cdot \left[\frac{V_b}{R_b} \cdot \left(\frac{\partial R_b}{\partial T_b} \cdot \frac{dT_b}{d\varphi} + \frac{\partial R_b}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \right) + \frac{V_b}{T_b} \cdot \frac{dT_b}{d\varphi} - \frac{V_b}{p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \right]
 \end{aligned} \tag{2.27}$$

Energijski bilans za zonu nesagorele smeše, nakon uvođenja razvijenih izraza za pojedine članove, ima sledeći oblik:

$$\begin{aligned}
 \left. \frac{dm_u}{d\varphi} \right|_f \cdot \left(u_u + \frac{p \cdot V_u}{m_u} \right) + m_u \cdot \left(\frac{\partial u_u}{\partial T_u} \cdot \frac{dT_u}{d\varphi} + \frac{\partial u_u}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \right) = \\
 = \left. \frac{dQ_u}{d\varphi} \right|_f + p \cdot \left[\frac{V_u}{R_u} \cdot \left(\frac{\partial R_u}{\partial T_u} \cdot \frac{dT_u}{d\varphi} + \frac{\partial R_u}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \right) + \frac{V_u}{T_u} \cdot \frac{dT_u}{d\varphi} - \frac{V_u}{p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \right]
 \end{aligned} \tag{2.28}$$

Grupisanjem odgovarajućih članova, nakon jednostavnih transformacija, može se doći do izraza za temperaturu gasa u pojedinim zonama:

$$\begin{aligned}
 \frac{dT_b}{d\varphi} = \frac{1}{m_b \cdot \left(\frac{\partial u_b}{\partial T_b} + T_b \cdot \frac{\partial R_b}{\partial T_b} + R_b \right)} \cdot \left[\left. \frac{dQ_b}{d\varphi} \right|_f - \left. \frac{dm_b}{d\varphi} \right|_f \cdot \left(u_b + \frac{p \cdot V_b}{m_b} \right) \right. \\
 \left. + \frac{dp}{d\varphi} \cdot \left(V_b - \frac{p \cdot V_b}{R_b} \cdot \frac{\partial R_b}{\partial p} - m_b \cdot \frac{\partial u_b}{\partial p} \right) \right]
 \end{aligned} \tag{2.29}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{dT_u}{d\varphi} = \frac{1}{m_u \cdot \left(\frac{\partial u_u}{\partial T_u} + T_u \cdot \frac{\partial R_u}{\partial T_u} + R_u \right)} \cdot \left[\left. \frac{dQ_u}{d\varphi} \right|_f - \left. \frac{dm_u}{d\varphi} \right|_f \cdot \left(u_u + \frac{p \cdot V_u}{m_u} \right) \right. \\
 \left. + \frac{dp}{d\varphi} \cdot \left(V_u - \frac{p \cdot V_u}{R_u} \cdot \frac{\partial R_u}{\partial p} - m_u \cdot \frac{\partial u_u}{\partial p} \right) \right]
 \end{aligned} \tag{2.30}$$

Zapremina svake od zona može se izračunati iz jednačine stanja idealnog gasa. Osim što figurišu u navedenim diferencijalnim jednačinama za temperature gasa u zonama, i eventualno u diferencijalnoj jednačini pritiska gasa, što će zavisi od konačne formulacije te jednačine, ovi podaci nemaju neki praktičan značaj, jer se na osnovu njih ne može doći do egzaktne vrednosti površine preko koje svaka od zona razmenjuje toplotu sa okolinom. Imajući u vidu složenost izraza i broj različitih članova u njima, uvođenje novih smena i bolje grupisanje članova ima puno opravdanje. Takođe treba voditi računa o tome koji se članovi mogu jednostavno i eksplicitno dobiti kao izlaz iz

modula za izračunavanje sastava i karakteristika gasa i time rasteretiti glavni modul za pripremu sistema diferencijalnih jednačina. Zato će izrazi biti preformulisani. Nakon eliminacije vrednosti zapremina zone produkata sagorevanja i zone nesagorele smeše (V_b i V_u , respektivno), primenom jednačine stanja idealnog gasa, i uvođenjem pogodnih smena preko jednačine za specifičnu entalpiju gasa (u opštem obliku):

$$h = u + p \cdot v = u + p \cdot \frac{V}{m} = u + R \cdot T \quad (2.31)$$

diferencijalne jednačine za temperature gasa u zonama glase:

$$\begin{aligned} \frac{dT_b}{d\varphi} = & \frac{\left. \frac{dQ_b}{d\varphi} \right|_f - \left. \frac{dm_b}{d\varphi} \right|_f \cdot h_b}{m_b \cdot \left(\frac{\partial u_b}{\partial T_b} + T_b \cdot \frac{\partial R_b}{\partial T_b} + R_b \right)} + \\ & + \frac{\frac{dp}{d\varphi} \cdot \left(\frac{R_b \cdot T_b}{p} - T_b \cdot \frac{\partial R_b}{\partial p} - \frac{\partial u_b}{\partial p} \right)}{\left(\frac{\partial u_b}{\partial T_b} + T_b \cdot \frac{\partial R_b}{\partial T_b} + R_b \right)} \end{aligned} \quad (2.32)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_u}{d\varphi} = & \frac{\left. \frac{dQ_u}{d\varphi} \right|_f - \left. \frac{dm_u}{d\varphi} \right|_f \cdot h_u}{m_u \cdot \left(\frac{\partial u_u}{\partial T_u} + T_u \cdot \frac{\partial R_u}{\partial T_u} + R_u \right)} + \\ & + \frac{\frac{dp}{d\varphi} \cdot \left(\frac{R_u \cdot T_u}{p} - T_u \cdot \frac{\partial R_u}{\partial p} - \frac{\partial u_u}{\partial p} \right)}{\left(\frac{\partial u_u}{\partial T_u} + T_u \cdot \frac{\partial R_u}{\partial T_u} + R_u \right)} \end{aligned} \quad (2.33)$$

Izrazi za temperaturu gasa u karakterističnim zonama dati su u opštem obliku koji se može primeniti na svaku fazu procesa. Izborom odgovarajuće strukture članova za bilans mase i ukupne dovedene energije može se doći do izraza za temperaturu gasa u svakoj fazi ciklusa.

Na osnovu usvojene pretpostavke, polje pritiska u cilindru je homogeno, pa je, za razliku od temperature, neophodno postaviti samo jednu diferencijalnu jednačinu za pritisak. Ona će, razumljivo, morati da poveže stanja u obe zone i u nju će biti uključeni već izvedeni izrazi za izvode temperature gasa u obe zone. Pri izvođenju diferencijalne jednačine pritiska gasa u cilindru polazi se od izraza za ukupnu specifičnu zapreminu gasa u kojoj figurišu specifične zapremine obe karakteristične zone:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{V_b + V_u}{m} = \frac{m_b}{m} \cdot \frac{V_b}{m} + \frac{m_u}{m} \cdot \frac{V_u}{m} = x \cdot v_b + (1 - x) \cdot v_u \quad (2.34)$$

Diferenciranjem leve i desne strane dobija se sledeći izraz:

$$\frac{dV}{d\varphi} \cdot \frac{1}{m} - \frac{V}{m^2} \cdot \frac{dm}{d\varphi} = \frac{dx}{d\varphi} \cdot v_b + x \cdot \frac{dv_b}{d\varphi} - \frac{dx}{d\varphi} \cdot v_u + (1 - x) \cdot \frac{dv_u}{d\varphi} \quad (2.35)$$

Diferencijal zapremine cilindra je u potpunosti poznat na osnovu kinematskih karakteristika motorskog mehanizma, a i izvod ukupne mase gasa je prethodno definisan (izrazi (2.8), (2.16)–(2.18)), pa se leva strana, radi lakšeg praćenja, može zameniti pogodnom oznakom D_1 . Nakon sređivanja i grupisanja članova, prethodni izraz ima sledeći oblik:

$$D_1 = \frac{dx}{d\varphi} \cdot (v_b - v_u) + x \cdot \frac{dv_b}{d\varphi} + (1 - x) \cdot \frac{dv_u}{d\varphi} \quad (2.36)$$

Specifična zapremina je funkcija pritiska, temperature i sastava gasa i u opštem slučaju prikazuje se na sledeći način:

$$v = f(p, T, \lambda) \quad (2.37)$$

Kao i u slučaju diferencijala gasne konstante za obe zone, i u ovom slučaju će zbog rada sa homogenom smešom biti izostavljen parcijalni izvod za sastav gasa, pa izvod specifične zapremine za karakteristične zone ima sledeći oblik:

$$\frac{dv_b}{d\varphi} = \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \cdot \frac{dT_b}{d\varphi} + \frac{\partial v_b}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \quad (2.38)$$

$$\frac{dv_u}{d\varphi} = \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \cdot \frac{dT_u}{d\varphi} + \frac{\partial v_u}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \quad (2.39)$$

Kada se izrazi (2.38) i (2.39) uvedu u izraz (2.36), moguće je uspostaviti vezu između izvoda temperature u zoni produkata, izvoda temperature u zoni nesagorele smeše i izvoda pritiska u cilindru:

$$\begin{aligned}
 D_1 = & \frac{dx}{d\varphi} \cdot (v_b - v_u) + x \cdot \left(\frac{\partial v_b}{\partial T_b} \cdot \frac{dT_b}{d\varphi} + \frac{\partial v_b}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \right) \\
 & + (1-x) \cdot \left(\frac{\partial v_u}{\partial T_u} \cdot \frac{dT_u}{d\varphi} + \frac{\partial v_u}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \right)
 \end{aligned} \tag{2.40}$$

Nakon uvođenja prethodno razvijenih izraza za temperature u zonama produkata i nesagorele smeše ((2.32) i (2.33), respektivno) i nakon grupisanja odgovarajućih članova, dobija se sledeći izraz:

$$\begin{aligned}
 D_1 = & \frac{dx}{d\varphi} \cdot (v_b - v_u) + x \cdot \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \cdot \left[\frac{\left. \frac{dQ_b}{d\varphi} \right|_f - \left. \frac{dm_b}{d\varphi} \right|_f \cdot h_b}{m_b \cdot \left(\frac{\partial u_b}{\partial T_b} + T_b \cdot \frac{\partial R_b}{\partial T_b} + R_b \right)} \right] + \\
 & + (1-x) \cdot \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \cdot \left[\frac{\left. \frac{dQ_u}{d\varphi} \right|_f - \left. \frac{dm_u}{d\varphi} \right|_f \cdot h_u}{m_u \cdot \left(\frac{\partial u_u}{\partial T_u} + T_u \cdot \frac{\partial R_u}{\partial T_u} + R_u \right)} \right] + \\
 & + \frac{dp}{d\varphi} \cdot \left[x \cdot \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \cdot \frac{\left(\frac{R_b \cdot T_b}{p} - T_b \cdot \frac{\partial R_b}{\partial p} - \frac{\partial u_b}{\partial p} \right)}{\left(\frac{\partial u_b}{\partial T_b} + T_b \cdot \frac{\partial R_b}{\partial T_b} + R_b \right)} + \right. \\
 & \left. + (1-x) \cdot \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \cdot \frac{\left(\frac{R_u \cdot T_u}{p} - T_u \cdot \frac{\partial R_u}{\partial p} - \frac{\partial u_u}{\partial p} \right)}{\left(\frac{\partial u_u}{\partial T_u} + T_u \cdot \frac{\partial R_u}{\partial T_u} + R_u \right)} \right]
 \end{aligned} \tag{2.41}$$

Uvođenjem pogodnih smena, diferencijalna jednačina za pritisak može se prikazati na jednostavniji način:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{D_1 - D_2 - D_3 - D_4}{D_5 + D_6} \tag{2.42}$$

Članovi $D_2 - D_6$ definisani su sledećim izrazima:

$$D_2 = \frac{dx}{d\varphi} \cdot (v_b - v_u) = \frac{dx}{d\varphi} \cdot \left(\frac{R_b \cdot T_b - R_u \cdot T_u}{p} \right) \tag{2.43}$$

$$D_3 = \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \cdot \left[\frac{\left. \frac{dQ_b}{d\varphi} \right|_f - \left. \frac{dm_b}{d\varphi} \right|_f \cdot h_b}{m \cdot \left(\frac{\partial u_b}{\partial T_b} + T_b \cdot \frac{\partial R_b}{\partial T_b} + R_b \right)} \right] \quad (2.44)$$

$$D_4 = \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \cdot \left[\frac{\left. \frac{dQ_u}{d\varphi} \right|_f - \left. \frac{dm_u}{d\varphi} \right|_f \cdot h_u}{m \cdot \left(\frac{\partial u_u}{\partial T_u} + T_u \cdot \frac{\partial R_u}{\partial T_u} + R_u \right)} \right] \quad (2.45)$$

$$D_5 = x \cdot \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \cdot \frac{\left(\frac{R_b \cdot T_b}{p} - T_b \cdot \frac{\partial R_b}{\partial p} - \frac{\partial u_b}{\partial p} \right)}{\left(\frac{\partial u_b}{\partial T_b} + T_b \cdot \frac{\partial R_b}{\partial T_b} + R_b \right)} \quad (2.46)$$

$$D_6 = (1 - x) \cdot \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \cdot \frac{\left(\frac{R_u \cdot T_u}{p} - T_u \cdot \frac{\partial R_u}{\partial p} - \frac{\partial u_u}{\partial p} \right)}{\left(\frac{\partial u_u}{\partial T_u} + T_u \cdot \frac{\partial R_u}{\partial T_u} + R_u \right)} \quad (2.47)$$

U ovom odeljku prikazani su osnovni postupci za postavljanje sistema običnih diferencijalnih jednačina. Struktura sistema se razlikuje u zavisnosti od toga na koji deo radnog procesa motora se odnosi..

Za rešavanje sistema diferencijalnih jednačina korišćena je metoda Runge–Kuta (Runge–Kutta). U okviru programskog okruženja Matlab u kome je razvijena kompletna simulacija, koristi se gotova programska rutina ODE45 koja predstavlja implementaciju Dormand–Prinsovog (Dormand–Prince) postupka. Detalji vezani za način primene i konfiguraciju ulaznih parametara mogu se naći u relevantnoj dokumentaciji za programsko okruženje Matlab/Simulink.

3 Model prenosa toplote

3.1 Uvodna razmatranja

Fenomeni prenosa toplote kod motora SUS oduvek zaokupljaju nepodeljenu pažnju istraživača u ovoj oblasti. Razlog za to leži u činjenici da prenos toplote suštinski definiše konstrukciju i termičko opterećenje osnovnih komponenata koje se nalaze u direktnom kontaktu sa radnom materijom (npr. klip, cilindarska glava, košuljica, izduvni kolektor), dinamiku i efikasnost sagorevanja, sastav i toksičnost izduvne emisije. Srednji indicirani pritisak i indicirani stepen korisnosti, kao globalni parametri, direktno zavise od toplotnih gubitaka. Procesne veličine koje se dinamički menjaju tokom odvijanja ciklusa, kao što su pritisak, temperatura gasa, i indirektno, karakteristike gasa i hemijska kinetika, koja određuje konačne koncentracije produkata sagorevanja, takođe zavise od količine toplote koja se preko granica sistema razmeni sa okolinom [57].

Iz jednačine za održanje energije za otvoreni termodinamički sistem, kakav je cilindar motora SUS, vidi se da se energija dobijena sagorevanjem date količine goriva umanjuje za vrednost koja se gubi kroz prenos toplote, zbog čega se smanjuju temperatura i pritisak gasa i smanjuje ukupan koristan rad ciklusa. Imajući u vidu da se tokom sagorevanja lako dostižu temperature od preko 2500 K, i da u uobičajenim radnim uslovima toplotni fluks dostiže vrednosti od oko 10 MW/m² [58], razumljivo je da je za normalno odvijanje ciklusa i održavanje termičkog opterećenja ključnih komponenata motora neophodno odvesti određenu količinu toplote iz cilindra, tj. termički rasteretiti sistem. Ova konstatacija se posebno odnosi na cilindarsku glavu koja je, zbog specifičnosti konstrukcije i karakteristika materijala od koga se izrađuje, osetljiva na termičko opterećenje i pojavu mikropukotina. Takođe, temperatura površine cilindarske košuljice ne sme preći nivo od oko 470 K kako bi se izbegla oksidacija maziva i čitav niz problema koje oksidacija maziva može izazvati u zoni klipnih

prstenova (smanjena pokretljivost, pregrevanje, zaribavanje). Kod benzinskih motora, uticaj lošeg hlađenja radnog prostora (npr. svećica, izduvni ventil) može biti izvor neregularnog sagorevanja, detonacije i pregrevanja motora [49,50,59,60].

Prenos toplote u motoru SUS, posmatran lokalno, tokom odvijanja radnog procesa, objedinjuje fenomene konvektivnog prenosa toplote u kontaktu gas – zid komore, zračenja, konduktivnog prenosa toplote kroz zidove komore, i konačno, fenomene konvektivnog prenosa toplote u kontaktu spoljnog zida komore i rashladnog sredstva. Postupci analize radnog procesa motora, ali i njegove optimizacije, oslanjaju se u velikoj meri na tačnost modeliranja svih prethodno navedenih fenomena prenosa toplote. Pored toga, primena dijagnostičkih postupaka zasnovanih na merenju i obradi signala pritiska u cilindru motora, izuzetno je osetljiva na greške u određivanju odvedene količine toplote [57]. Zato je od ključne važnosti izbor odgovarajućeg modela, ali i metode procene i određivanja pomoćnih parametara, kao što su tekuće vrednosti površine komore i temperature njenih pojedinih komponenata (cilindarska glava, košuljica, klip).

Od prethodno navedenih fenomena, najsloženiji je onaj koji se odnosi na prenos toplote u kontaktu gas – zid komore, s obzirom na to da promene temperature radne materije, pritiska i strujne slike u cilindru karakterišu veliki gradijenti tokom svih faza radnog ciklusa, a posebno tokom faze sagorevanja, koja je ključna za efikasnost samog ciklusa.

Imajući u vidu značaj problema prenosa toplote, ne treba da iznenađuju ogroman napor i istraživački kapaciteti koji su uloženi tokom decenija razvoja motorske tehnike. Broj pokušaja da se dođe do odgovarajućeg modela za izračunavanje prenosa toplote izuzetno je velik. Mogućnosti i prediktivnost predloženih modela, kao i univerzalnost i mogućnost primene kod različitih kategorija motora, kreću se u širokim granicama. Empirijski izrazi za aproksimaciju srednjih vrednosti toplotnih gubitaka, sa inženjerskog stanovišta, svakako pružaju korisne informacije, ali za potrebe simulacije radnog procesa i za potpunije razumevanje pojedinačnih uticaja na proces prenosa toplote, neophodne su procene trenutnih vrednosti toplotnih gubitaka.

Izračunavanje gubitaka usled prenosa toplote, suštinski, ne predstavlja poseban računski problem, imajući u vidu da se za to koristi poznati Njutnov (Newton) izraz za konvektivni prenos toplote, koji u najopštijem obliku ima sledeći oblik :

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha_w \cdot A_w \cdot (T - T_w) \quad (3.1)$$

Na prvi pogled, problem je u potpunosti određen. Međutim, iza jednostavnog matematičkog izraza krije se nekoliko osnovnih problema, koji u slučaju simulacije radnog procesa motora, mogu imati ključan uticaj na tačnost izračunavanja pojedinih veličina (pritisak i temperatura gasa, karakteristike i sastav gasa, dinamika sagorevanja), a na osnovu toga, i na konačnu sliku o kvalitetu sagorevanja i efikasnosti samog procesa. Međutim, vrednosti pritiska i temperature gasa, kako u slučaju jednozonskih tako i u slučaju višezonskih modela, nisu jednoznačne funkcije, već su direktno povezane sa dinamikom sagorevanja i modelom prenosa toplote, a vrednosti koeficijenta prenosa toplote i temperature karakterističnih površina radnog prostora, sa druge strane, određene termodinamičkim parametrima gasa i strujnom slikom tokom odvijanja radnog procesa u cilindru. Kod modela radnog procesa koji su postavljeni na ovaj način, tačnost jednog podmodela, u ovom slučaju modela prenosa toplote, direktno utiče na apsolutnu tačnost kompletnog modela. Zato, kada se govori o modelu prenosa toplote, pažnja se mora posvetiti svakom od uticajnih članova u izrazu za konvektivni prenos toplote:

- izbor, podešavanje i pravilna primena modela za izračunavanje koeficijenta prelaza toplote α_w ;
- određivanje površine komore u datom položaju kolenastog vratila A_w ;
- određivanje temperature pojedinih delova radnog prostora T_w .

Navedeni problemi imaju opšti karakter i moraju se rešiti na odgovarajući način, bez obzira na izbor tipa matematičkog modela koji se koristi za simulaciju radnog ciklusa motora. Ako se problem prenese u domen nultodimenzionalnih dvozonkih modela, kakav je primenjen u ovom radu, prva dva problema moraju biti formulisana i rešena na odgovarajući način pojedinačno za svaku od karakterističnih zona (zona produkata i zona nesagorele smeše). Treći problem koji se odnosi na temperature karakterističnih površina biće tretiran na isti način na koji se tretira u klasi jednozonskih modela, odnosno, biće uvedena pretpostavka da se temperatura karakteristične površine lokalno ne menja u zavisnosti od stanja gasa sa kojim je u kontaktu u datom položaju kolenastog vratila (produkti ili nesagorela smeša). Svakom od navedenih problema biće posvećena odgovarajuća pažnja sa ciljem da se dođe do formulacije uravnoteženog

modela prenosa toplote, koji je u isto vreme kompatibilan sa osnovnom postavkom modela radnog procesa motora.

3.2 Teorijske postavke problema

Pregled i analizu nekih od najznačajnijih modela dali su Pflaum i Molenhauer (Pflaum, Mollenhauer) [61], Hejvud (Heywood) [49], Pišinger (Pischinger) [50], Merker (Merker) [51] i Stoun (Stone) [59]. Ako se govori o domaćoj literaturi, najbolji pregled, analizu i opis postupka izvođenja nekih od karakterističnih izraza dao je Jankov [53].

Može se sa pravom postaviti pitanje svrsishodnosti sprovođenja još jedne analize postojećih izraza za izračunavanje koeficijenta prelaza toplote, s obzirom na to da tema ovog rada nije suštinski vezana za fenomene prenosa toplote kod motora. Potporu za ovakav stav bilo bi lako pronaći u velikom broju radova koji se odnose na oblast numeričkih simulacija radnog procesa motora, kako dizel, tako i benzinskih, u kojima se pojedini modeli za izračunavanje koeficijenta prenosa toplote primenjuju po inerciji i automatizmu, bez dovoljno analitičkog i kritičkog pristupa.

S obzirom na to da je cilj rada da se dođe do odgovora na pitanje da li je u opštem slučaju moguće i sa kakvim rezultatom doći višekriterijalnom optimizacijom do parametara matematičkog modela višecilindarskog motora na osnovu direktnog modeliranja radnog procesa i minimizacije funkcionala greške ugaone brzine, logično bi bilo da se u postavljanju osnovnog modela radnog procesa i pojedinačnih podmodela vodi računa o visokom stepenu univerzalnosti i mogućnosti primene u velikom broju slučajeva. Rad bi izgubio svaki smisao ako bi se sprovođenje optimizacije i modeliranja procesa motora oslanjalo na serije opsežnih, specifičnih i osetljivih eksperimenata sa ciljem da se dođe do unikatne formulacije jednog ili više podmodela za predmetni motor. Zato, kada se govori o izračunavanju koeficijenta prenosa toplote, u ovom delu, pažnja neće biti posvećena traženju novog izraza, već pokušaju da se kritičkom i detaljnom analizom dostupnih podataka iz literature dođe do saznanja koji od postojećih izraza predstavlja najbolje rešenje u pogledu tačnosti, kompatibilnosti sa razvijenim modelom radnog procesa, jednostavnosti primene i angažovanja resursa procesora.

Tokom poslednjih sto godina, objavljen je izuzetno veliki broj radova i studija na temu prenosa toplote kod motora SUS. Brojni autori su predložili i demonstrirali primenu različitih izraza za izračunavanje toplotnog fluksa, odnosno koeficijenta

prenosa toplote, od kojih je samo mali broj prihvaćen u naučnoj javnosti i ušao u sadržaj relevantnih uporednih studija ili udžbenika. U ovom poglavlju neće biti navedene niti analizirane sve studije i svi dostupni izrazi za određivanje koeficijenta prenosa toplote kod motora, već će pažnja biti usmerena na nekoliko najčešće korišćenih, opšteprihvaćenih izraza i njihove derivate, za koje postoji dovoljno pouzdana i obimna eksperimentalna verifikacija i koji se mogu smatrati dovoljno univerzalnim i u potpunosti kompatibilnim sa predloženim modelom radnog procesa motora, opštom idejom i ciljem ovog rada.

Prema Hejvudu [49], predloženi modeli se mogu klasifikovati prema toplotnom fluksu i posebnoj nameni proračuna koji treba sprovesti. Razlikuju se sledeće tri kategorije:

- modeli za određivanje vrednosti srednjeg toplotnog fluksa;
- modeli za određivanje trenutne vrednosti toplotnog fluksa;
- modeli za određivanje trenutne lokalne vrednosti toplotnog fluksa.

Modeli, odnosno korelacioni izrazi za određivanje vrednosti srednjeg toplotnog fluksa – srednjeg po vremenu i prostoru, predstavljaju izuzetno koristan i pouzdan inženjerski alat kada su u pitanju procene vrednosti ukupne količine toplote koja se tokom ciklusa odvodi preko zidova komore za sagorevanje. Modeli iz ove kategorije, međutim, nemaju mogućnost predikcije trenutne promene koeficijenta prenosa toplote, pa primena u modelima za simulaciju radnog procesa motora nema smisla. Iz tih razloga, u razmatranje neće biti uključeni često korišćeni i vrlo pouzdani izrazi Tejlora i Tonga (Taylor, Toong) [49,59,62–64], niti izraz koji su predložili Šajler, Mej i Ma (Shayler, May, Ma) [63,64].

Kada se razmatraju modeli iz druge kategorije, mora se konstatovati da neki od izraza imaju solidnu teorijsku osnovu i baziraju se na korelacijama za izračunavanje Nuseltovog (Nusselt) broja za prinudni konvektivni prenos toplote za turbulentno strujanje u cevi. Neki od izraza uključuju i efekat zračenja – npr. izrazi Vošnija (Woschni) [65–67] ili Hoenberga (Hohenberg) [68], dok je kod nekih zračenje uzeto u obzir posebnim aditivnim članom, kao što je to u izrazima Ananda i Ananda i Maa (Annand, Ma), [59] i [69]. U oba slučaja, teško je bilo izbeći uvođenje dodatnih empirijskih članova kako bi se složeni procesi prenosa toplote tokom radnog ciklusa opisali na odgovarajući način. Obim i kvalitet eksperimentalnog rada koji leži u

pozadini svakog pokušaja da se dođe do izraza za trenutni koeficijent prelaza toplote često određuju i mogućnosti primene korelacije na različitim kategorijama motora. Takođe, zahvaljujući radu velikog broja istraživača, neki od izraza su bili tokom vremena višestruko proveravani, međusobno upoređivani i korelirani, postepeno doradivani i poboljšavani. To je svakako uticalo na to da se stepen verodostojnosti poveća, a oblast primene proširi. Ova klasa modela nalazi široku primenu kod svih nultodimenzionalnih i kvazidimenzionalnih modela radnog procesa kod kojih je promena koeficijenta prenosa toplote u vremenskom, odnosno ugaonom domenu, neuporedivo značajnija od lokalne.

Tačnost ovih modela, u apsolutnom smislu, često, nije dovoljno visoka, ali u kvalitativnom smislu je sasvim zadovoljavajuća. Uticaj tačnosti ovih modela za izračunavanje trenutnog koeficijenta prenosa toplote, prema Stounu (Stone) [59], ne utiče presudno na procenu radnih parametara, pa greška u određivanju koeficijenta prenosa toplote od 10% dovodi do greške od oko 1% u izračunavanju indicirane snage i indiciranog stepena korisnosti. Ipak, pažnja se mora posvetiti ovom problemu imajući u vidu činjenicu da različiti modeli za određivanje trenutnog koeficijenta prenosa toplote za iste uslove simulacije ciklusa daju predikciju koja se u kritičnoj fazi radnog procesa – tokom sagorevanja, razlikuju i preko 50%. Uticaj greške u izračunavanju trenutnog koeficijenta prenosa toplote na tok pritiska i temperature i propuštanje gasa, i indirektno, na tok ugaone brzine, biće dodatno razmotren. Uticaj tačnosti izračunavanja koeficijenta prenosa toplote na tačnost procene koncentracija pojedinih komponenta izduvnih gasova (posebno NO_x i HC), takođe postoji [59], ali sa obzirom da pažnja ovog rada nije usmerena ka tom problemu, taj aspekt neće biti detaljnije analiziran.

Modeli iz poslednje, treće kategorije, koji su namenjeni izračunavanju trenutnih lokalnih vrednosti koeficijenta prenosa toplote, neophodni su kod simulacija lokalnog termičkog opterećenja i lokalnih termičkih dilatacija komponenata motora koje su u neposrednom kontaktu sa radnom materijom, kao i kod simulacija kod kojih je neophodno detaljno poznavanje graničnih uslova važnih za rešavanje odgovarajućih sistema jednačina održanja energije [49,69]. Za primenu ovakvih modela za izračunavanje trenutnog lokalnog koeficijenta prenosa toplote, neophodno je poznavanje lokalnih uslova karakterističnih za prenos toplote. Hronološki posmatrano, najznačajniji je izraz za izračunavanje lokalnog trenutnog fluksa koji je formulisao Lafevr (LaFeuvre) [49,69,70] sa ciljem da simulira trenutni lokalni fluks na različitim

pozicijama na cilindarskoj glavi i klipu. Izraz za trenutni lokalni fluks formulisan je na sledeći način:

$$\dot{q}_w = \frac{dQ_w}{dt} \cdot \frac{1}{A_w} = a \cdot \frac{\lambda}{r} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot (T - T_{wr}) \quad (3.2)$$

U ovom izrazu T je srednja temperatura gasa, dok je T_{wr} lokalna temperatura površine u opštem smislu (konkretno, cilindarske glave, odnosno čela klipa). Reynoldsov (Reynolds) broj definisan je preko radijalnog rastojanja konkretne tačke od ose cilindra i brzine strujnog polja na datoj lokaciji deklarisan preko ugaone brzine vrtloga i radijalnog rastojanja konkretne pozicije od ose cilindra.

$$Re = \frac{r^2 \cdot \omega_g}{\nu} \quad (3.3)$$

Karakteristična dužina je promenljiva veličina i definisana je preko radijalnog odstojanja konkretne pozicije u cilindru r (konkretna pozicija na površini cilindarske glave, odnosu čelu klipa), dok je karakteristična brzina srednja ugaona brzina vrtloga ω_g koja se mora unapred odrediti eksperimentalnim putem, proceniti primenom nekog modela, ili usvojiti na osnovu iskustvenih parametara. Toplotna provodnost i kinematska viskoznost (λ i ν , respektivno) određuju se za konkretne uslove koji vladaju u graničnom sloju. Izraz je formulisan na osnovu ograničenog eksperimenta na motoriranom motoru, dok je identifikacija neophodnih konstanti obavljena na osnovu rezultata merenja na dizel-motoru sa sagorevanjem.

Sličnu formu predložili su Dent i Salimen (Dent, Suliman) [49,69], definisanjem konstante proporcionalnosti koja je uključila i konstantnu vrednost eksponencijalnog člana sa Prantlovim (Prandtl) brojem (pretpostavljena je vrednost 0,73). Izraz je formulisan na sledeći način:

$$\dot{q}_w = \frac{dQ_w}{dt} \cdot \frac{1}{A_w} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{r} \cdot \left(\frac{r^2 \cdot \omega_g}{\nu} \right)^{0,8} \cdot (T - T_{w,r}) \quad (3.4)$$

Za razliku od originalnog izraza Lefevra koji je zasnovan na pretpostavci da je karakterističana brzina jednaka srednjoj ugaonoj brzini vrtloga (konstantna vrednost tokom ciklusa), nova formulacija se može koristiti pod pretpostavkom da je poznata ugaona ili periferna brzina vrtloga u ugaonom domenu, do čega se dolazi eksperimentom na motoriranom motoru. Dent i Salimen konstatuju dobro slaganje

eksperimentalnih rezultata i rezultata simulacije za trenutni lokalni toplotni fluks i trenutni toplotni fluks tokom sabijanja i širenja radne materije kod dizel-motora. Tokom sagorevanja, model, međutim, daje značajno niže vrednosti toplotnog fluksa (oko 30% do 50%, zavisno od režima). Ovu razliku pripisuju uticaju sagorevanja na intenziviranje strujne slike u cilindru, koji tokom eksperimentalnog određivanja strujnog polja na motoriranom motoru nije bilo moguće uzeti u obzir.

Za korišćenje oba navedena modela za trenutni lokalni toplotni fluks, očigledno je preduslov eksperimentalno određivanje karakteristične brzine vrtloga na konkretnom motoru, formulisanje korekcije za isti parametar tokom faze sagorevanja i poznavanje temperaturskog polja u cilindru. Korišćenje ovog modela pod pretpostavkom homogenog temperaturskog polja ne daje korektne rezultate [49]. Ova grupa modela je kompatibilna sa višezonskim modelima radnog procesa (u najjednostavnijem slučaju dvozonskog), i na prvi pogled čini se kao logičan i dobar izbor. Za razliku od vremena kada su ovi modeli formulisani (Lefevr 1969. godine, odnosno Dent i Salimen 1977. godine), danas na raspolaganju stoje i alternativne metode za određivanje strujnog polja. Umesto realnog eksperimenta, do strujnog polja bi se moglo doći numeričkim eksperimentom korišćenjem nekog od komercijalno ili javno dostupnih CFD softvera (KIVA, Star-CD i sl.) za multidimenzionalno modeliranje strujnog polja. Svakako treba imati u vidu da priprema za određivanje jednog od parametara u modelu za prenos toplote, daleko nadmašuje ukupno angažovanje ljudskih i materijalnih resursa za sprovođenje kompletne simulacije radnog ciklusa, dinamike motora i minimizaciju funkcionala greške ugaone brzine koji su predmet ovog rada, pa je ovakav pristup, bar u ovom slučaju, napušten kao neracionalan.

3.3 Pregled modela za izračunavanje trenutnog koeficijenta prelaza toplote

Kada se govori o trenutnom koeficijentu prenosa toplote, uobičajeno se uvode sledeće pretpostavke:

- prelaz toplote je kvazistacionaran i proporcionalan razlici temperatura gasa i zida komore;
- temperature gasa u cilindru je uniformna.

Iako je ovakav pristup opšteprihvaćen i kod nultodimenzionalnih simulacionih modela najčešće (gotovo isključivo) korišćen, mora se reći da je to teško prihvatiti i opravdati. Svaka detaljnija teorijska, a posebno i eksperimentalno potkrepljena analiza, pokazala bi neopravdanost ovakvih pretpostavki. Razlog za to je činjenica da prenos toplote kod klipnih mašina generalno, a posebno kod motora SUS, karakterišu ciklusne varijacije. Pored toga, ne može se zanemariti ni fazno kašnjenje koje je posledica toplotnog kapaciteta radne materije koja se nalazi u zoni kontakta sa zidom komore. Pretpostavka o homogenosti temperaturskog polja u realnim uslovima je, takođe, teško održiva, kako kod dizel tako i kod benzinskih motora. Kod dvozonkih nultodimenzionalnih modela, kakav se konkretno koristi u ovom radu, taj aspekt će biti samo delimično uzet u obzir, jer će pretpostavka o homogenosti temperaturskog polja u cilindru biti zamenjena pretpostavkom o homogenosti temperaturskog polja svake od karakterističnih zona. Ovi problemi su uočeni, analizirani i dobro dokumentovani, a više detalja je moguće naći u relevantnoj literaturi [49–51,57,59,61,62,69,71–75].

Posebnu vrstu problema predstavlja uticaj intenziteta strujanja tokom sagorevanja na konvektivni prenos toplote i činjenica da se intezitet i karakter strujne slike menjaju na složen način tokom ciklusa, ali i sa promenom radnog režima motora. Ovome treba dodati i uticaj konstruktivnih parametara i specifičnosti načina formiranja smeše i sagorevanja kod različitih kategorija motora (benzinski i dizel-motori, veličina radnog prostora, položaj komore, položaj i veličina zona istiskivanja, itd.). Navedene činjenice, sasvim logično, upućuju na zaključak da je pod prethodno uvedenim pretpostavkama, gotovo nemoguće formulisati univerzalni model za izračunavanje trenutnog koeficijenta prelaza toplote, koji bi sve navedene činioce uzeo u obzir, kako u kvalitativnom, tako i u kvantitativnom smislu. Može se reći da će svaki konkretan model za izračunavanje trenutnog koeficijenta toplote biti manje ili više uspešan, ali se o apsolutnoj tačnosti i apsolutnoj primenljivosti, svakako, ne može govoriti. Na uspešnost jednog modela uticaće, načelno, sledeći faktori:

- stepen sličnosti između konkretnih uslova i uslova za koje je model formulisan i eksperimentalno kalibrisan;
- tačnost određivanja uticajnih parametara (pritisak gasa, temperatura gasa, temperatura površine komore);
- tačnost kalibracije modela, odnosno, odluka da li će u konkretnom slučaju model biti i na koji način kalibrisan, ili će biti primenjen u izvornom obliku;

- obim eksperimentalne verifikacije modela u različitim uslovima (različite klase motora, različiti pogonski režimi, različiti sistemi sagorevanja itd.).

U ovom odeljku biće analizirani originalni izrazi Ajhelberga (Eichelberg), Ananda (Annand), Vošnjica (Woschni) i Hoenberga (Hohenberg), kao i nekoliko derivata tih izraza. Svi navedeni modeli su u upotrebi dugi niz godina i prošli su detaljnu nezavisnu eksperimentalnu verifikaciju na velikom broju različitih problema. Na osnovu te analize biće izabran model koji najbolje odgovara konkretnim uslovima i zahtevima modela koji je primenjen u ovom radu. Ipak navedeni modeli imaju različitu osnovu. U teorijskom smislu, modeli iz ove kategorije, se prema Pflaum i Molenhaueru [61], svrstavaju u odgovarajuće grupe, i to:

- izrazi na bazi Nuseltove (Nusselt) empirijske korelacije za prenos toplote u mirnoj sredini (Nuselt, Ajhelberg, itd.)
- izrazi na bazi teorije sličnosti (Elser, Anand, Vošni, Hoenberg...)

3.4 Modeli zasnovani na Nuseltovoj empirijskoj relaciji

Ova korelacija nastala je kao rezultat eksperimentalnog određivanja trenutnog toplotnog fluksa na motoru sa sagorevanjem koje je Ajhelberg (Eichelberg) sproveo još davnih 30-ih godina prošlog veka. Suštinski, ona se zasniva na korelaciji koju je na osnovu eksperimenata sa kalorimetrijskom bombom i sagorevanjem u mirnoj sredini formulisao Nuselt (Nusselt) 1923. godine [53,61,69]. Izraz uključuje posebne članove za toplotne zračenje i konvekciju [61]:

$$\alpha_w = \frac{0,421}{T - T_w} \cdot \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] + 1,66 \cdot \sqrt[3]{p \cdot T^2} \cdot (1 + 1,24 \cdot c_m) \quad (3.5)$$

Iz Nuseltove korelacije proizašlo je još nekoliko, po strukturi vrlo sličnih izraza, u kojima je menjan član koji uzima u obzir uticaj strujanja preko srednje brzine klipa. Iz te grupe poznati su izrazi Brilinga (Brilling), Brizgova (Brysgow), Tijena (van Tyen) i Pflauma [50,53,61], koji su kasnije izgubili na značaju uvođenjem modela zasnovanih na teoriji sličnosti (npr. Anand, Vošni i Hoenberg).

3.4.1 Model Ajhelberg

Za razliku od pomenutih izraza Brilinga, Brizgova, Van Tijen i Pflauma, Ajhelbergov model za trenutni koeficijent prenosa toplote formulisan je nešto drugačije [49,50,53,57,59,61,63–65,74,75]:

$$\alpha_w = 0.0078 \cdot \sqrt[3]{p \cdot T} \cdot \sqrt[3]{c_m} \quad (3.6)$$

Uočava se da se u Ajhelbergovoj korelaciji, u poređenju sa Nuseltovom, kroz izmenjene vrednosti eksponenata, veća prednost daje uticaju temperature nego pritiska, čime se u obzir uzima i uticaj zračenja, čiji efekat nije uzet u obzir posebnim članom. Oba izraza u osnovi interpretiraju prenos toplote pri uslovima slobodne konvekcije, što je daleko od realnih uslova koji vladaju u cilindru motora tokom radnog ciklusa. Prema Vošnjiju [65], sa teorijske tačke gledišta, ova korelacija se ne bi mogla smatrati podesnom za simulacije radnog procesa motora. Pored osnovnih teorijskih nedostataka, ne treba zanemariti ni činjenicu da u pogledu dimenzione analize, Ajhelbergov izraz ne predstavlja konzistentno rešenje [59] i da se o vrednosti konstante proporcionalnosti mora voditi računa. Ipak, mali broj uticajnih članova, jednostavna struktura i jednostavna primena u programerskom smislu, dobra eksperimentalna podrška za određene kategorije motora, čine ovaj korelacioni izraz interesantnim za primenu.

3.5 Modeli zasnovani na teoriji sličnosti

Teorijska osnova, svakako, predstavlja prednost modela iz ove grupe, ali se takođe, mora naglasiti da u toj činjenici leži i izvesna mera nesigurnosti jer su modeli formulisani na zakonima sličnosti koji su uspostavljeni za prinudnu konvekciju u uslovima razvijenog turbulentnog strujanja gasa u cevima. Sličnost sa uslovima koji vladaju u cilindru je načelna, a prvi problemi nastaju kada je na primer, neophodno definisati karakterističnu dužinu i brzinu strujanja, koji su u slučaju strujanja u cevima, praktično jednoznačno određeni. Konvektivni prenos toplote u motorima može se predstaviti nizom varijabli [49]:

- karakterističnom dužinom (prečnik cilindra D_p , visina cilindra z , npr.) i vektorom odnosa svake od ključnih dužinskih mera sa opštom oznakom $x_{l,l} - x_{l,m}$;
- karakterističnom brzinom (srednja brzina klipa c_m , npr.) i vektorom odnosa svake brzinske veličine sa opštom oznakom $x_{v,l} - x_{v,n}$;

- karakteristikama radne materije (dinamička viskoznost η , specifična toplota c_p , gustina ρ);
- oslobođenom hemijskom energijom tokom procesa sagorevanja;
- varijablama kojima se definiše cikličnost procesa (broj obrtaja motora n i trenutni položaj kolenastog vratila φ).

Primenom dimenzione analize, moguće je grupisati karakteristične veličine i formirati funkcionalnu zavisnost sledećih bezdimenzionalnih parametara:

$$f\left(\frac{\alpha_w \cdot D}{\lambda}, \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}, \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}, \frac{c_p \cdot T}{v^2}, \frac{n \cdot D}{v}, \frac{\dot{q}_{ch}}{\rho \cdot c_p \cdot n \cdot T}, \frac{z}{D}, x_{l,1} \div x_{l,m}, x_{v,1} \div x_{v,n}, \varphi\right) = 0 \quad (3.7)$$

Ili, uvođenjem karakterističnih motorskih parametara:

$$f\left(\frac{\alpha_w \cdot D}{\lambda}, \frac{\rho \cdot c_m \cdot D}{\mu}, \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}, \frac{c_p \cdot T}{v^2}, \frac{D}{s}, \frac{\dot{q}_{ch}}{\rho \cdot c_p \cdot n \cdot T}, \varepsilon, x_{l,1} \div x_{l,m}, x_{v,1} \div x_{v,n}, \varphi\right) = 0 \quad (3.8)$$

Uvođenjem poznatih oznaka za značice, prethodni izraz dobija sledeći oblik:

$$f\left(Nu, Re, Pr, Ma, \frac{D}{s}, \frac{\dot{q}_{ch}}{\rho \cdot c_p \cdot n \cdot T}, \varepsilon, x_{l,1} \div x_{l,m}, x_{v,1} \div x_{v,n}, \varphi\right) = 0 \quad (3.9)$$

Prethodni izraz ne govori ništa o međusobnoj zavisnosti karakterističnih parametara, ali daje osnovu za analizu uticajnih činilaca na prenos toplote. Pri definisanju izraza za konvektivni prenos toplote kod motora, uprkos tome što teorijska osnova pruža mogućnost za uključivanje velikog broja uticajnih činilaca, broj parametara se značajno redukuje i svodi na neki od empirijskih izraza za prinudnu konvekciju u turbulentnoj struji u glatkim cevima:

$$Nu = a \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad \text{Ditus–Belter (Dittus–Boelter) [76],}$$

$$Nu = a \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^k \quad \text{Nuselt [65]}$$

$$Nu = a \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^k \right] \quad \text{Hauzen (Hausen) [65]}$$

Solidna teorijska osnova se u prvom stepenu gubi, najpre kroz očigledno nekad opravdano nekad neopravdano zanemarivanje pojedinih uticajnih činilaca. Strujna slika, kako u kvalitativnom, tako ni u kvantitativnom smislu nije *a priori* poznata, a kao ni složenu geometriju radnog prostora motora, nije je moguće jednostavno inkorporirati u navedene izraze ključnih značica. Srednja brzina klipa i prečnik cilindra, uvode se svesno kao drugi stepen redukcije modela, kao ključni karakteristični parametri u brzinskom, odnosno dužinskom domenu, čime se značajno utiče na detaljnost i verodostojnost modela. Tako empirijski određeni koeficijenti i aproksimacije ponovo dobijaju značaj, a modeli se u specijalnim slučajevima, za potrebe detaljnih analiza i specifičnih kategorija motora, kalibrišu, odnosno, prilagođavaju datom motoru i radnom režimu.

3.5.1 Model Anand/ Anand i Ma

Teoriju sličnosti za određivanje koeficijenta prenosa toplote prvo je upotrebio Elzer (Elser, 1954), a zatim Oguri (Oguri, 1960) i Overbaj (Overbye, 1961). Kratak pregled ovih metoda dali su Pflaum i Molenhauer [61]. Prvi široko prihvaćen model iz ove kategorije formulisao je Anand (1963), a poboljšanu verziju Anand i Ma (1970). Oba izraza uključuju eksplicitno i član za prenos toplote zračenjem. Izraz je formulisan na osnovu Nuseltovog izraza za konvektivni prenos toplote sa zanemarivanjem uticaja Prantlovog broja sa eksplicitnim članom za prenos toplote zračenjem:

$$\alpha_w = a \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot Re^m + c \cdot \sigma \cdot \frac{(T^4 - T_w^4)}{(T - T_w)} \quad (3.10)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- λ – toplotna provodnost gasa
- D – prečnik cilindra
- Re – Reynoldsov broj
- σ – Stefan–Boltzmanova konstanta
- T – temperatura gasa
- T_w – temperatura površine komore
- a – koeficijent u članu za konvektivni prenos toplote

- m – eksponent
 c – koeficijent u članu za prenos toplote zračenjem

Izraz je formulisan na osnovu eksperimenata na 2- i 4-taktnim dizel-motorima. Karakteristike gasa su definisane na osnovu srednje temperature gasa u cilindru, dobijene rešavanjem jednačine stanja idealnog gasa. Parametri a , m i c definisani su na osnovu statističke obrade eksperimentalnih podataka. Za razliku od eksponenta u članu za konvektivni prenos toplote i koeficijenata u aditivnom članu za prenos toplote zračenjem, koji su za obe kategorije motora unapred definisani, koeficijent a je definisan u širim granicama sa idejom da se preko njega u obzir uzme uticaj tipa motora, konkretne geometrije i strujne slike na prenos toplote. Votson i Janota (Watson, Janota) [77] navode sledeće preporuke za koeficijente u izrazu za prenos toplote prema Anandu:

$$a=0,25-0,8$$

$$m=0,7$$

$$c=0,570 \text{ za dizel-motore}$$

$$c=0,075 \text{ za benzinske motore}$$

Za razliku od Ananda koji predlaže da se zračenje uzme u obzir tokom visokopritisnog dela ciklusa (sabijanje, sagorevanje i ekspanzija), Votson i Janota predlažu da se zračenje modelira samo tokom sagorevanja i ekspanzije. Iako je uticaj zračenja srazmerno mali na ukupan efekat prenosa toplote, u čemu se Hejvud [49] i Votson i Janota [77] slažu (što pokazuje i vrednost koeficijenta, posebno u slučaju benzinskih motora), ovo je interesantan momenat za analizu rezultata u radovima drugih autora koji su primenili ovaj model, kao i razumevanje tumačenja koja su data u nekim preglednim radovima koji tretiraju ovu oblast, a u kojima nisu eksplicitno navedeni uslovi i načini modeliranja prenosa toplote zračenjem pomoću Anandovog izraza [75,78]. Poboljšana verzija izraza (Anand i Ma) ima nešto izmenjenu formu:

$$\alpha_w = a \cdot \frac{k}{D} \cdot Re^m - \frac{b}{\omega} \cdot \frac{1}{(T - T_w)} \frac{dT}{dt} + c \cdot \sigma \cdot \frac{(T^4 - T_w^4)}{(T - T_w)} \quad (3.11)$$

Korekcija je učinjena u članu za konvektivni prenos toplote uvođenjem člana koji preko gradijenta temperature gasa i ugaone brzine kolenastog vratila treba da kompenzuje fazna odstupanja između toka toplotnog fluksa i promene temperature u cilindru. Model je verifikovan na vazdušno hlađenom dizel-motoru sa direktnim

ubrizgavanjem. Preporučene vrednosti koeficijenata i eksponenata mogu se naći u literaturi (npr., [69]). Reynoldsov (Reynolds) broj koji figuriše u oba Anandova izraza, prema izvornoj formulaciji, računa se na uobičajen način, za vrednosti prečnika cilindra i srednju brzinu klipa. Prema Finolu (Finol) [69], Najt (Knight) je predlagao izračunavanje Reynoldsovog broja preko brzine definisane na osnovu srednje kinetičke energije gas u cilindru. Prema Bormanu i Nišivakiju (Borman, Nishiwaki) [69], ova korekcija je dala poboljšanja kod predkomornih motora, ali generalno, uvođenje nove metodologije u izračunavanju Reynoldsovog broja, kao ni dodatno usložnjavanje izraza, nisu bitno doprineli poboljšanju rezultata.

3.5.2 Model Vošni

Vošnjjev izraz iz 1965. [65] jedan je od ključnih izraza iz kategorije modela zasnovanih na teoriji sličnosti i predstavlja osnovu za nekoliko opšteprihvaćenih modela koji su kasnije prezentovani. Model je zasnovan na eksponencijalnom izrazu za prinudni konvektivni prenos toplote koji je definisao Hauzer (Hauser). Teorijske osnove i detaljan prikaz postupka izvođenja dao je sam Vošni [65], ali je metoda dobro dokumentovana i detaljno analizirana i u radovima drugih autora (Pflaum i Molenhauer [61], Jankov [53], Hejwood [49], Pišinger [50]).

Za razliku od Ananda koji krajnjem korisniku prepušta izračunavanje Reynoldsovog broja, a preko njega definisanje karakteristične dužine i brzine kao i kinematske viskoznosti, Vošni je pokušao da problem svede u razumne inženjerske okvire i izraz prilagodi karakterističnim, načelno poznatim, motorskim parametrima. Koeficijent toplotne provodnosti i kinematsku viskoznost gasa, koji figurišu u izrazima za Reynoldsov i Nuseltov broj, interpretirao je eksponencijalnim funkcijama u zavisnosti od temperature, respektivno, na sledeći način:

$$\lambda = C_{\lambda} \cdot T^{K_{\lambda}} \quad (3.12)$$

$$\eta = C_{\eta} \cdot T^{K_{\eta}} \quad (3.13)$$

Uticaj Prantlovog broja je uzet u obzir na krajnje pojednostavljen način, polazeći od međusobne veze temperaturske provodnosti i specifične toplote pri konstantnoj zapremini. Na osnovu Ojkenove (Eucken)formulacije za toplotnu provodnost višeatomnog gasa [79], može se doći do sledeće procene za vrednost Prantlovog broja:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} = \frac{c_p \cdot \eta}{\eta \cdot (1,32 \cdot c_v + 1,77 \cdot R)} = \frac{\frac{c_p}{c_v}}{\left(1,32 + \frac{1,77 \cdot R}{c_v}\right)} \quad (3.14)$$

$$= \frac{\kappa}{[1,32 + 1,77 \cdot (\kappa - 1)]} = f(\kappa)$$

Vošni je pretpostavio da se odnos specifičnih toplota tokom ciklusa neznatno menja u zavisnosti od temperature i pritiska i uticaj Prantlovog broja zamenio konstantom (0,71 [65], odnosno 0,74 [51]). Mora se, ipak, konstatovati da je zanemarivanje uticaja temperature na Prantlov broj uslovno prihvatljivo, s obzirom da se odnos specifičnih toplota tokom ciklusa menja. Odnos specifičnih toplota gasa koristi se, doduše u daleko osteljivijoj oblasti, u jednoj od varijanti nultodimenzionalnih modela, pri čemu se ovaj parametar najčešće modelira linearnom (Gatowski, Heywood [49]) ili kvadratnom funkcijom temperature Brant (Brunt [49]).

Vošnjijev izraz, nakon uvođenja odgovarajućih smena i uvođenjem prečnika cilindra i srednje brzine klipa kao karakterističnih veličina, dobija sledeću opštu formu:

$$\alpha_w = 0.0130 \cdot D^{-0,214} \cdot p^{0,786} \cdot T^{-0,525} \cdot (C_v \cdot c_m)^{0,786} \quad (3.15)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- D – prečnik cilindra
- C_v – faktor uticaja brzine kretanja klipa na brzinu strujanja
- c_m – srednja brzina klipa
- T – temperatura gasa
- p – pritisak gasa u cilindru

Poboljšani izraz Vošni je objavio i verifikovao na dizel-motoru sa direktnim ubrizgavanjem (1970, [66]), a nakon toga, dogradio i verifikovao na benzinskom motorima (1981, [67]). Pored neznatnog usaglašavanja vrednosti eksponenata pojedinih članova, najveća korekcija u modelu odnosila se na izračunavanje brzinskog člana. Naime, korekcija je usledila zbog činjenice da uticaj strujanja tokom sagorevanja nije procenjen na odgovarajući način. U tom smislu, pored člana koji je u obzir uzimao strujanje usled kretanja klipa ($C_l \cdot c_m$), dodatnim članom, simuliran je i uticaj sagorevanja na intenzitet strujanja. Model je definisan na sledeći način:

$$\alpha_w = 0.0130 \cdot D^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_m) \right]^{0,8} \quad (3.16)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- C_1 – faktor uticaja brzine kretanja klipa na brzinu strujanja u cilindru
- C_2 – faktor uticaja sagorevanja na brzinu strujanja u cilindru
- V_h – radna zapremina cilindra
- p_1, T_1, V_1 – pritisak, temperatura i zapremina cilindra u referentnom položaju kolenastog vratuila (ugao zatvaranja usisnog ventila [66])
- p_m – pritisak u cilindru u ciklusu bez sagorevanja [Pa]

Uticaj sagorevanja na strujanje je uzet u obzir preko trenutne razlike pritiska tokom ciklusa sa sagorevanjem i bez njega. Član koji se odnosi na zračenje nije eksplicitno uveden, i smatra se da je on uključen u model kroz vrednosti odgovarajućih koeficijenata i to za one faze ciklusa tokom kojih zračenje ima uticaj na prenos toplote (sagorevanje i širenje). Nedostatak modela se u izvesnoj meri može pripisati neophodnosti računanja vrednosti pritiska u cilindru tokom motoriranja. Votson i Janota [77] predlažu pragmatično i praktično rešenje – modeliranje pritiska primenom jednostavnog izraza za politropsko sabijanje i ekspanziju, pri čemu se za odgovarajuće kategorije motora mogu naći dovoljno tačno procenjene vrednosti eksponenta politrope (Votson i Janota [77] ili Hoenberg [80], npr.). Ovakav pristup je opšteprihvaćen i dobro dokumentovan (Pišinger [50], Merker [51]) i u potpunosti opravdan ako se ima u vidu da je greška koja se čini korišćenjem ovako pojednostavljenog modela pritiska tokom motoriranja, neuporedivo manja u odnosu na grešku samog modela za izračunavanje koeficijenta prenosa toplote.

Prema Wošnju [66,67], vrednost faktora C_1 deklarirana je za sve kategorije motora na isti način, i to u zavisnosti od faze radnog ciklusa motora:

Period izmene radne materije:
$$C_1 = 6,18 + 0,417 \cdot \frac{c_u}{c_m}$$

Sabijanje, sagorevanje, širenje:
$$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m}$$

Odnos c_u/c_m predstavlja faktor vrtloženja, koji se za većinu motora nalazi u granicama 0–3 [51]. Ovaj parametar je neophodno proceniti, usvojiti na osnovu iskustvenih parametara ili eksperimentalno odrediti stacionarnim prodivavanjem cilindra metodom Tipelman (Tipelmann). Načelan opis postupka dao je Merker [51], a detaljan opis, teorijske osnove, neophodna izvođenja i eksperimentalne rezultate dao je Jankov [53]. Za kategoriju benzinskih motora, Vošni [67], zanemaruje uticaj vrtložnog strujanja, pa linearni član vezan za vrtloženje radne materije u faktoru C_1 nestaje.

Faktor uticaja sagorevanja na brzinu strujanja u cilindru C_2 , prema istom izvoru, definisan je najpre za dizel-motore sa direktnim ubrizgavanjem, za koje je izvršena verifikacija. Merker [51] daje kompletniji pregled vrednosti koeficijenta C_2 , posebno prema kategoriji motora, čime se delimično u obzir uzimaju specifičnosti geometrije radnog prostora i načina odvijanja radnog procesa:

Dizel-motori sa direktnim ubrizgavanjem:
$$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3} \left[\frac{m}{s \cdot K} \right]$$

Benzinski motori:
$$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3} \left[\frac{m}{s \cdot K} \right]$$

Dizel-motori sa pretkomorom i vihornom komorom:
$$C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3} \left[\frac{m}{s \cdot K} \right]$$

Vošnjijev model je bio predmet brojnih uporednih analiza i pretrpeo je izvesne korekcije koje su se odnosile na posebne kategorije motora. Vošni i Huber (Woschni, Huber) [51,81] uvode novi postupak za izračunavanje faktora strujanja tokom sagorevanja na osnovu srednjeg indiciranog pritiska i verifikuju ga na nekoliko različitih komora kod dizel-motora sa direktnim ubrizgavanjem. Švarc (Schwarz) [51] uvodi korekciju za slučajeve termički izolovanog radnog prostora i temperature površine komore više od 525 K (odnosi se na primenu keramičkih materijala), a Gerstle (Gerstle) korekciju za faktor C_1 za period izmene radne materije kod dizel-motora velikih radnih zapremina. S obzirom da se navedene metode i korekcije ne odnose direktno na kategoriju motora koja je predmet ovog rada, one neće biti uzete u dalje razmatranje.

3.5.3 Model Hoenberg

Hoenberg [68] je pojednostavio Vošnijev izraz i pokušao da u obzir uzme uticaj promenljive karakteristične dužine. Umesto prečnika cilindra, Hoenberg koristi prečnik sfere čija zapremina odgovara trenutnoj vrednosti zapremine radnog prostora. Uticaj brzine strujanja uzet je u obzir pojednostavljenim linearnim članom. Osnovna postavka, metodologija izvođenja i eksperimentalna verifikacija prikazana je u radu Hoenberga [68], ali je model često citiran i dobro dokumentovan i može se naći u preglednim analizama drugih autora (Jankov [53], Hejvud [49], Pišinger [50], Merker [51], Kinke [52], Hirt (Hiereth) [82]). Trenutni koeficijent prelaza toplote prema Hoenbergu definisan je na sledeći način:

$$\alpha_w = 0,0130 \cdot V^{-0,6} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,4} \cdot [1,4 + c_m]^{0,8} \quad (3.17)$$

Interesantno je napomenuti da je značajno jednostavnija formulacija modela prenosa toplote od one koju je predložio Vošni, pokazala bolje rezultate, posebno kod dizel-motora sa direktnim ubrizgavanjem. Ovo se može objasniti boljom eksperimentalnom podlogom za tu kategoriju modela, što je omogućilo bolju kalibraciju konstanti i eksponenata koji figurišu u modelu.

3.5.4 Model Han

Han [75], polazeći od istih osnova na kojima su formulisani modeli Vošnjia i Hoenberga, predlaže model u kome je promena brzine strujanja usled sagorevanja po prvi put uzet u obzir preko člana u kome figuriše promena oslobođena energija tokom sagorevanja. Izraz je formulisani na sledeći način:

$$\alpha_w = 687 \cdot D^{-0,25} \cdot p^{0,75} \cdot T^{-0,465} \cdot \left[0,494 \cdot c_m + 0,73 \cdot 10^{-6} \left(\kappa \cdot p \cdot \frac{dV}{d\varphi} + V \cdot \frac{dp}{d\varphi} \right) \right]^{0,75} \quad (3.18)$$

U obzir nije uzet i uticaj strujanja tokom izmene radne materije, pod pretpostavkom da je deo toplote koja se preda zidu komore tokom te faze ciklusa značajno manji od onog koji se preda tokom visokopritisnog dela ciklusa.

3.5.5 Model Vošni–Čang

Hronološki posmatrano, jedan od najnovijih izraza za modeliranje prenosa toplote koji je nastao na osnovama Vošnijeveg modela iz 1970. godine, je model Čanga (Chang) [78]. Vošnijev izraz je prilagođen simulaciji prenosa toplote kod HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) motora, pa su shodno tome uvedene izmene bile okrenute problemu sagorevanja u uslovima homogene sredine, odnosno, u obzir je uzeto da se sagorevanje odvija simultano u prostoru i da turbulentno strujanje u komori ima manji značaj od hemijske kinetike. Time se u potpunosti može opravdati primena nekog od modela za trenutni, po površini komore osrednjeni model prenosa toplote, kao što su Anandov, Vošnijev ili Hoenbergov. Izmenjeni Čangov model, koji će u daljem tekstu biti referenciran kao Wochni–UMich (razvijen na Univerzitetu Mičigen, An Arbor, SAD), formulisan je na sledeći način:

$$\alpha_w = C_w \cdot D^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,73} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + \frac{C_2}{6} \cdot \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_m) \right]^{0,8} \quad (1)$$

Izvorni Vošnijev model pretrpeo je neznatne izmene – promenjena je vrednost eksponenta temperaturskog člana (–0,73, umesto –0,53), a faktor C_2 je skaliran, čime su kompenzovane приметно veće vrednosti koeficijenta prelaza toplote tokom faze sagorevanja, dobijene primenom originalnog Vošnijeveg modela.

Čo (Cho) [74] i grupa autora sa UMich isti model koristi i za simulaciju procesa u benzinskom motoru sa direktnim ubrizgavanjem, uprkos tome što je model izvorno prilagođen sasvim drugačijem sistemu sagorevanja. Isti model, za simulaciju prenosa toplote kod benzinskih motora sa direktnim ubrizgavanjem, koristi i Vong (Wang) [57], ali ga verifikuje i u uslovima rada sa homogenom smešom i pokazuje bolje slaganje sa eksperimentalnim podacima nego u slučajevima primene izvornih modela Ananda, Vošnija, Hoenberga i Ajhelberga, koji su takođe bili predmet analize. Vrednost koeficijenta K_w je 0,0130 kao u izvornom vošnijevom modelu. Model je optimizovan za primenu tokom visokopritisnog dela ciklusa i ne daje korektne rezultate tokom procesa izmene radne materije. U tom smislu ga ne treba ni porediti sa drugim modelima iz ove kategorije, koji su formulisani i verifikovani na kompletnom ciklusu.

3.5.6 Model Bargende

Ključna razlika među navedenim modelima, kako u formulaciji, tako i u konačnom rezultatu, odnosi se na uspešnost (ili neuspešnost) u interpretiranju uticaja brzine

strujanja na prenos toplote preko pojednostavljenih funkcija u kojima figuriše srednja brzina klipa. Bargende (Bargende) [50,51], pored srednje brzine klipa, za održavanje karakteristične brzine strujanja na osnovu koje se izračunava Rejnoldsov broj, uvodi specifičnu kinetičku energiju turbulentnog strujanja. Uticaj sagorevanja na prenos toplote (objedinjeni efekat konvekcije i zračenja) biće uzet u obzir preko posebnog člana u kome figurišu karakteristične temperature gasa u zonama produkata i nesagorele smeše i udeo oslobođenja energije tokom sagorevanja. Model je kvazidvozonski jer temperature dveju karakterističnih zona ne koristi direktno iz dvozonskog modela radnog procesa, već na osnovu pojednostavljene politropske funkcije srednje temperature gasa u cilindru.

U tom smislu, model je posebno interesantan jer je, za razliku od svih prethodno prikazanih modela, razvijenih i verifikovanih primenom neke od varijanti nultodimenzionalnih jednozonskih modela, jedini formulisan za dvozonski model radnog procesa benzinskog motora sa ubrizgavanjem benzina. Bargendeov izraz dat je na sledeći način:

$$\alpha_w = C \cdot D_s^{-0,22} \cdot \left[\lambda \cdot \left(\frac{\rho}{\eta} \right) \right]^{0,78} \cdot w^{-0,78} \cdot \Delta \quad (3.19)$$

Karakteristični prečnik D_s definisan je kao prečnik sfere čija je zapremian jednaka trenutnoj vrednosti zapremine cilindra (Najtova korekcija u Anandovom izrazu, npr.):

$$D_s^{-0,22} = 1,11 \cdot V(\varphi)^{-0,073} \quad (3.20)$$

Koeficijent toplotne provodnosti i dinamička viskoznost definisani su preko empirijskih funkcija u zavisnosti od temperature i sastava smeše, a gustina preko jednačine stanja idealnog gasa. Kao karakteristična temperatura, uzima se srednja vrednost temperature gasa i površine komore. Taj deo izraza definisan je na sledeći način:

$$\left[\lambda \cdot \left(\frac{\rho}{\eta} \right) \right]^{0,78} = \frac{1,15 \cdot r + 2,02}{[R \cdot (2,57 \cdot r + 3,55)]^{0,78}} \cdot 10^{5,36} \cdot p^{0,78} \cdot T_m^{-0,477} \quad (3.21)$$

gde je r udeo vazduha u smeši:

$$r = \frac{\lambda - 1}{\lambda + \frac{1}{L_o}} \quad (3.22)$$

Nakon smene prethodnih izraza, izraz za koeficijent prenosa toplote dobija sledeću formu:

$$\alpha_w = 235,5 \cdot V^{-0,073} \cdot p^{0,78} \cdot T_m^{-0,477} \cdot w^{0,78} \cdot \Delta \quad (3.23)$$

Brzina strujanja je definisana preko specifične kinetičke energije turbulentnog strujanja k , koja se može odrediti primenom pojednostavljenog k - ε modela (oblik diferencijalne jednačine i način određivanja karakterističnih parametara prikazan je u literaturi [51]):

$$w = 0,5 \cdot \sqrt{\frac{8}{3} \cdot k + c_m^2} \quad (3.24)$$

Član koji u obzir uzima uticaj sagorevanja Δ , definisan je na sledeći način:

$$\Delta = \left[x \cdot \frac{T_b}{T} \cdot \frac{T_b - T_w}{T - T_w} + (1 - x) \cdot \frac{T_u}{T} \cdot \frac{T_u - T_w}{T - T_w} \right] \quad (3.25)$$

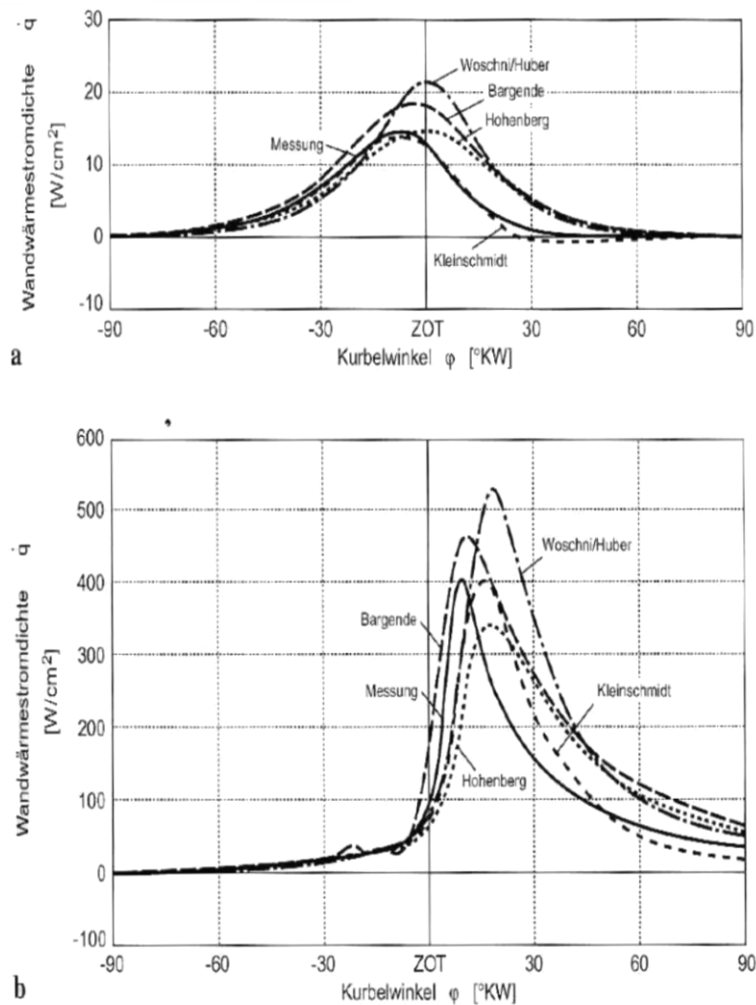
Srednja temperatura gasa u cilindru za dvozonski model može se odrediti kao srednja vrednost po masi gasa u cilindru (izraz (3.28)). Model je formulisan i verifikovan samo za visokopritisni deo ciklusa, dok se za ostale faze mora koristiti neki drugi model, npr. Vošnijejv.

3.6 Uporedna analiza različitih modela za trenutni koeficijent prenosa toplote

U ovom poglavlju biće prikazana sažeta analiza rezultata primene modela za prenos toplote na benzinskim motorima. Razlike u rezultatima koje različiti modeli daju kod dizel-motora neće biti razmatrane.

Interesantno poređenje za nekoliko najpoznatijih modela dali su Vimer, Pivec i Sams (Wimmer, Pivec, Sams) [50]. Poređenje se odnosi i na ciklus bez sagorevanja (Sl. 3.1a), što je izuzetno važno, naročito sa aspekta modeliranja ciklusa bez sagorevanja i mogućnosti određivanja položaja SMT i obradu rezultata indiciranja motora. Uočava se da tokom faze sabijanja, odstupanja nisu značajna, ali se odstupanja u kvantitativnom smislu i značajna fazna pomeranja maksimuma uočavaju tokom faza sagorevanja i širenja (Sl. 3.1b). Ni jedan od modela obuhvaćenih analizom (Vošni–Huber, Hoenberg i Bargende) ne daje korektne rezultate. Bargendeova formula je fazno dobro usklađena, ali u odnosu na eksperimentalne vrednosti daje globalno više vrednosti tokom sabijanja

oko 30%, za oko 10% za položaj maksimuma, a tokom širenja i do 100%. Modeli Vošni–Huber i Hoenberg daju dobro slaganje tokom faze sabijanja i gotovo identična fazna pomeranja. Zbog faznog pomeranja oba modela daju niže vrednosti tokom početne faze sagorevanja, ali u kasnijoj fazi trendovi se menjaju, pa model Vošni–Huber, daje precenjene vrednosti od preko 100%, a Hoenbergov model oko 30% na 30° iza SMT. Ovo ukazuje da je uticaj strujanja kod oba modela precenjen.

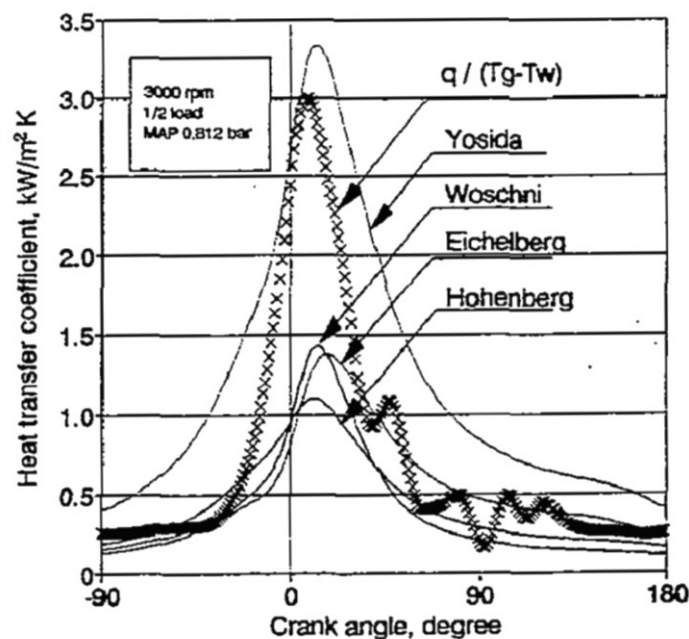


Sl. 3.1 – Poređenje toplotnog fluksa kod benzinskog motora:

a) bez sagorevanja, $n=1500 \text{ min}^{-1}$; b) puno opterećenje, $n=3000 \text{ min}^{-1}$ [13]

Han i grupa autora [75] upoređuje modele na benzinskom motoru na dva načina – trenutni koeficijent prenosa toplote i po vremenu (odnosno uglu) osrednjen koeficijent prenosa toplote. U slučaju srednje vrednosti koeficijenta prelaza toplote, modeli Vošni

i Hoenberga daju niže vrednosti u odnosu na eksperiment, dok model Ajhelberga, daje više vrednosti srednjeg koeficijenta prelaza toplote. Razlike se, sa povećanjem broja obrtaja smanjuju. Za trenutni koeficijent toplote, rezultati poređenja dati su na Sl. 3.2. Razlike među modelima su manje – tokom početne faze sagorevanja Hoenbergov model daje veće vrednosti, dok tokom ekspanzije veće vrednosti daje Ajhelbergov model. Fazna pomeranja u odnosu na eksperimentalne podatke postoje, ali su manje izražene. Ipak, mora se uočiti da sva tri modela daju drastično niže vrednosti u odnosu na rezultate eksperimenta, posebno tokom sagorevanja, pri čemu se greška kreće u granicama od oko 50% u slučaju modela Vošnjija i Ajhelberga, do oko 60%, u slučaju modela Hoenberga.

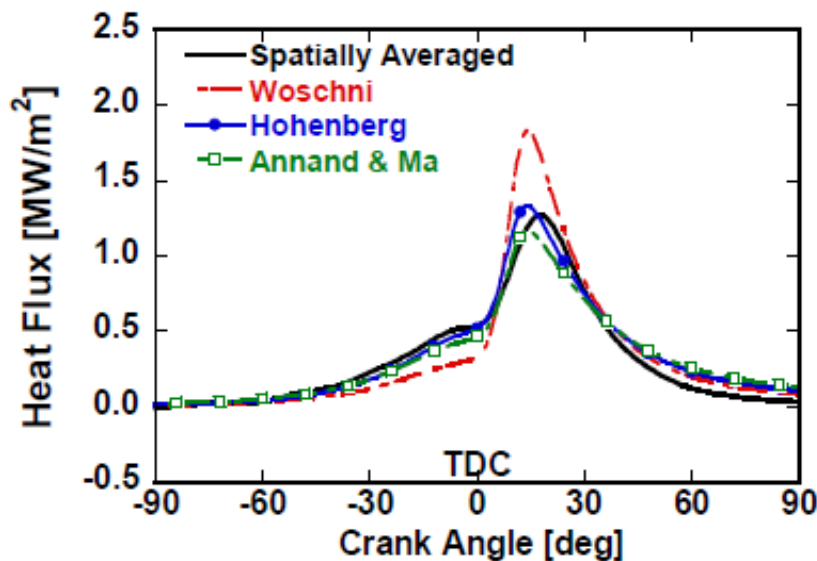


Sl. 3.2 – Trenutni koeficijent prenosa toplote: poređenje eksperimentalnih rezultata i primenjenih modela [75]

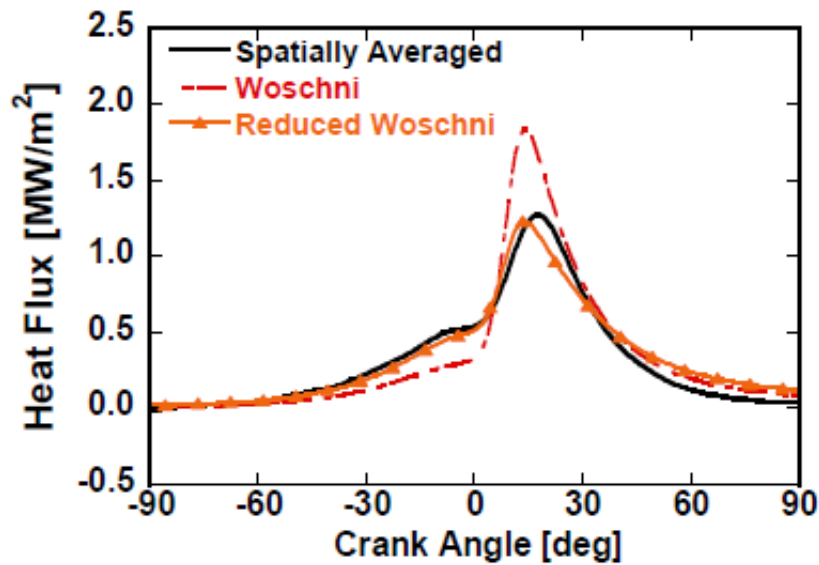
Ovaj model, međutim, nije široko prihvaćen uprkos činjenici da je razvijen za benzinske motore i da na interesantan način u obzir uzima uticaj sagorevanja na intenzitet strujanja. Pažnju privlači razlika između eksperimentalnih rezultata i rezultata simulacije za nekoliko najčešće korišćenih modela, pre svega u pogledu intenziteta toplotnog fluksa. Eksperimentalno određen trenutni koeficijent prelaza toplote je, naime, gotovo dvostruko veći od vrednosti koje daju modeli Vošnjija, Hoenberga i

Ajhelberga, što kod drugih uporednih analiza na istoj kategoriji motora nije uočeno [50,57,69,72–74,78]. Ovo može ukazati na nedostatke u eksperimentalnom postupku ili u načinu interpretiranja i obrade rezultata eksperimenta, koji su u krajnjoj instanci vodili ka pogrešnom izboru karakterističnih koeficijenta, odnosno eksponenata u modelu Hana i grupe autora.

Iako na prvi pogled model Čanga i grupe autora [78] (u ovom radu referenciran kao model Woschni–Chang), nema poseban značaj za ovaj rad s obzirom da je prilagođen HCCI sistemu sagorevanja, u ovom pregledu, posebna pažnja će biti posvećena upravo tom radu, s obzirom na to da je model kasnije primenjen i kod benzinskih motora sa direktnim ubrizgavanjem i verifikovan je čak i za slučaj rada sa homogenom smešom. Model je potkrepljen detaljnim eksperimentom koji je uključio merenja na cilindarskoj glavi i klipju, što kod ostalih analiziranih modela nije bio slučaj. Na Sl. 3.3 prikazano je poređenje eksperimentalno određenog toplotnog fluksa (po površini osrednjena vrednost dobijena sa više mernih tačaka) i vrednosti dobijenih simulacijom pomoću tri modela – Vošni (1970), Hoenberg i Anand–Ma.

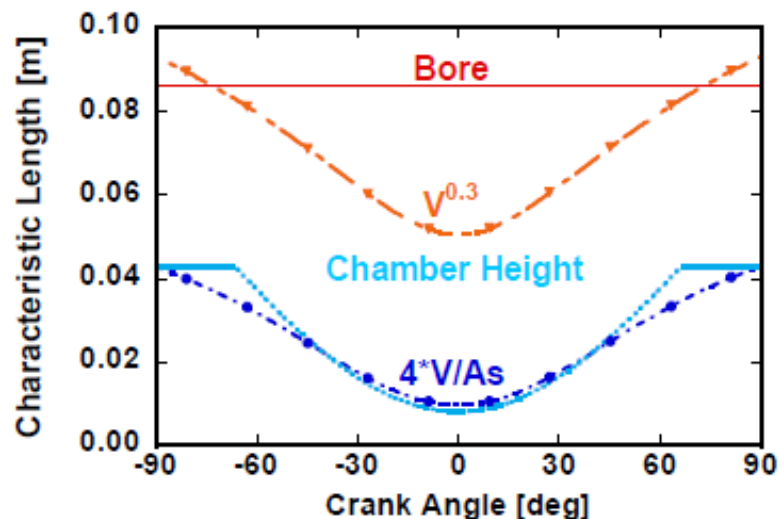


Sl. 3.3 – Poređenje eksperimentalnih i simuliranih vrednosti toplotnog fluksa – modeli Vošni (1970), Hoenberg i Anand–Ma [78]

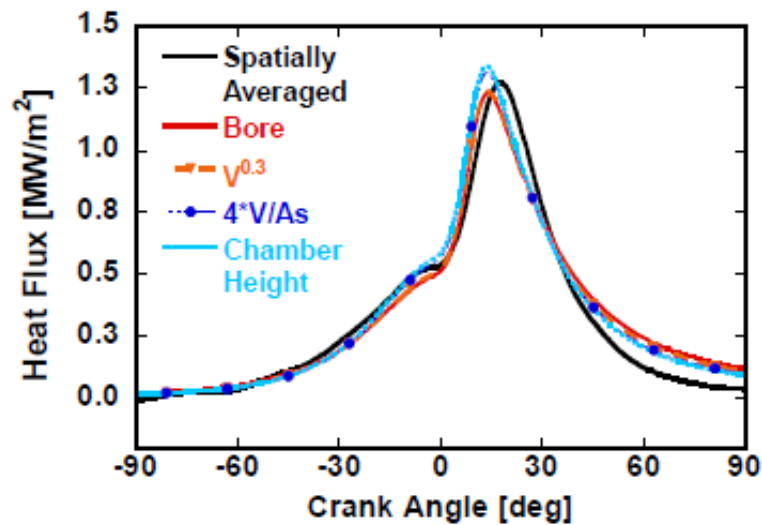


Sl. 3.4 – Poređenje eksperimentalnih i simuliranih vrednosti toplotnog fluksa – modeli Vošni (1970) i redukovani model Vošni (1970) [78]

Interesantno je primetiti da Vošnjijev model daje niže vrednosti tokom početne faze sagorevanja, ali se trend menja i tokom sagorevanja isti model daje veće vrednosti toplotnog fluksa u odnosu na eksperimentalne podatke i rezultate dobijene drugim modelima. Uočeno odstupanje kod Vošnjijeog modela, Čang pripisuje brzinskom članu koji u obzir uzima uticaj sagorevanja. Takođe, interesantno je uočiti globalno, dobro slaganje modela Hoenberga i Ananda sa rezultatima eksperimenta.



Sl. 3.5 – Promena karakteristične dužine u izrazu za trenutni coef. toplote u ugaonom domenu [78]



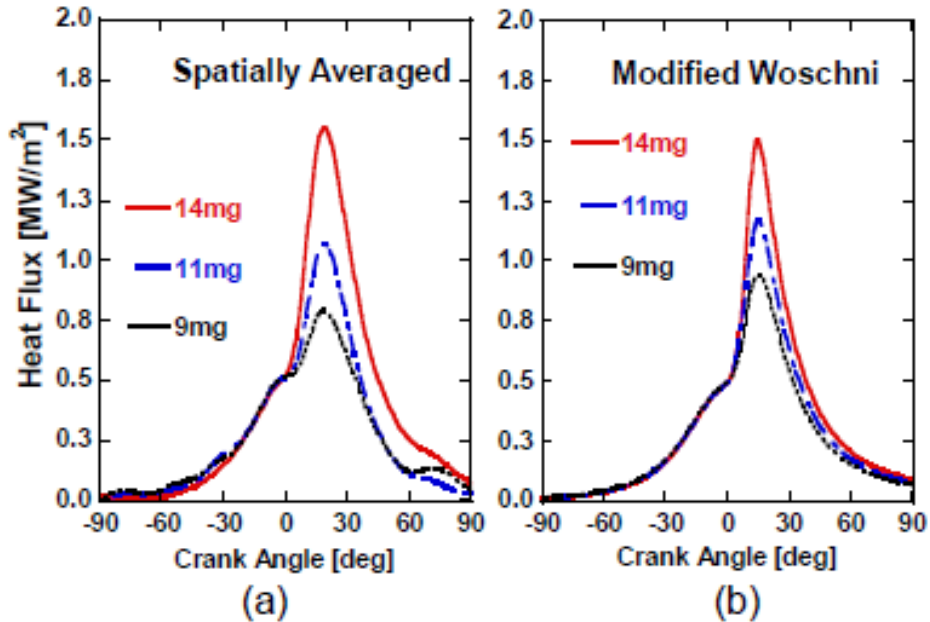
Sl. 3.6 – Poređenje eksperimentalno određeneog toplotnog fluksa i rezultata simulacije za različite karakteristične dužine [78]

Prva korekcija modela – isključivanje spornog člana ($C_2=0$), dala je bolje rezultate u kvalitativnom i kvantitativnom smislu. Rezultat primene redukovano modela prikazan je na Sl. 3.4. Druga korekcija uključila je promenu karakteristične dužine, i prema ugledu na varijantu modela Anand–Ma koju je dao Najt (Knight), [69] i izvorni model Hoenberga, prečnik cilindra je zamenjen veličinama koje su u ugaonom domenu promenljive, kao što su visina radnog prostora, odnos tekuće zapremine i površine cilindra ili zapremine cilindra. Karakter promene ovih parametara prikazan je na Sl. 3.5, a njihov pojedinačni uticaj na rezultate simulacije toplotnog fluksa na Sl. 3.6. Rezultat primene korigovanog modela (model Vošni–Čang) za različita opterećenja i brojeve obrtaja prikazan je na Sl. 3.7 i Sl. 3.8, respektivno.

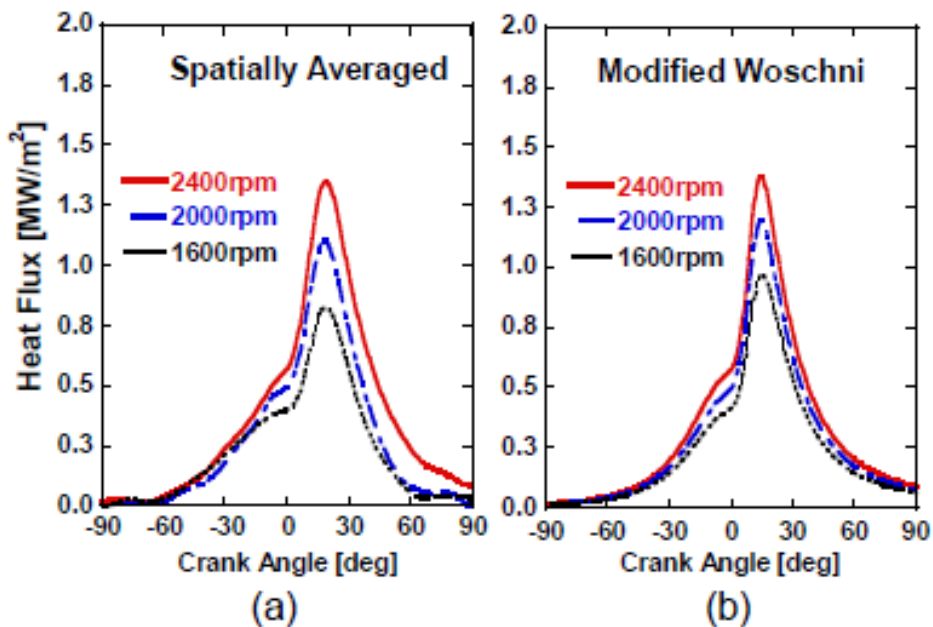
Vong (Wang) [57] daje eksperimentalnu uporednu analizu za nekoliko najznačajnijih modela prenosa toplote za benzinski motor sa direktnim ubrizgavanjem – Ajhelberg, Vošni (1970) i Hoenberg. I kod ove kategorije motora, što je posebno interesantno, za režime rada sa homogenom smešom, uočeni su isti trendovi kao u radovima Čanga [78] na HCCI sistemu sagorevanja i Vimera (Wimmer) [50] na konvencionalnim benzinskim motorima. Vong primenjuje korigovani model Vošni–Čang i dobija solidno slaganje eksperimentalnih rezultata i simulacije.

Čo i Asanis (Cho, Assanis) [74], eksperimentalno su proverili validnost modela Vošnjia i Hoenberga i na motoru sa direktnim ubrizgavanjem goriva, koristeći nultodimenzionalni jednozonski model. Autori uočavaju izrazitu prostornu

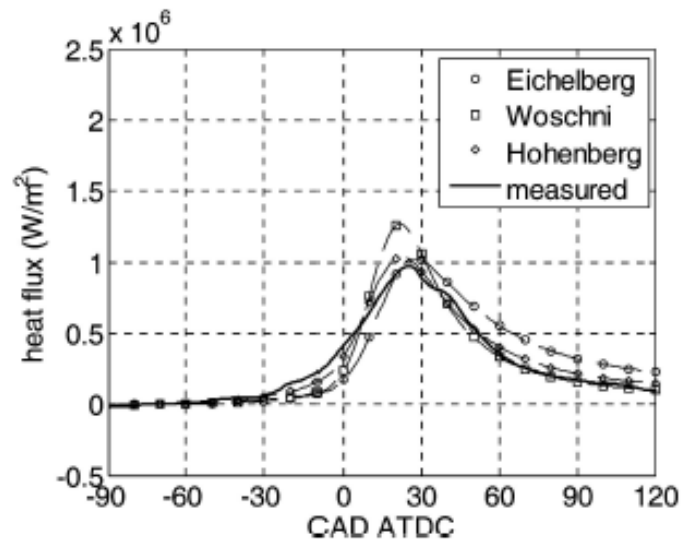
neravnost u prenosu toplote i konstatuju lokalne razlike između eksperimentalno određenih vrednosti fluksa i vrednosti dobijenih simulacijom pomoću modela Vošnja i Hoenberga.



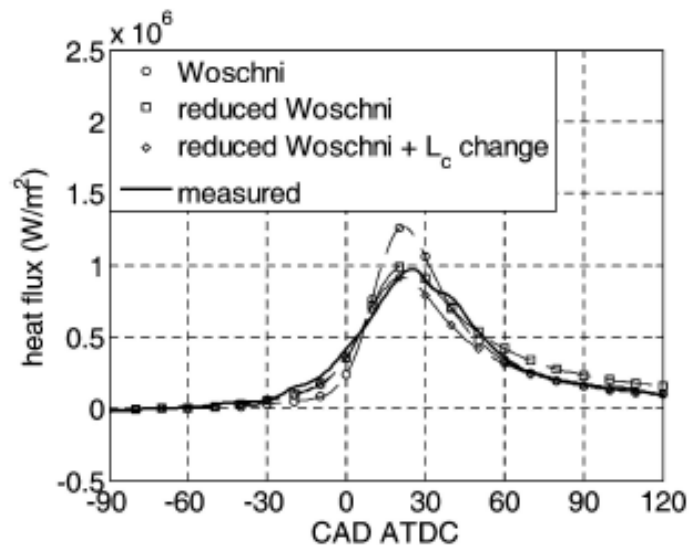
Sl. 3.7 – Poređenje toplotnog fluksa za različita opterećenja: a) eksperiment; b) simulacija modelom Vošni–Čang [78]



Sl. 3.8 – Poređenje toplotnog fluksa za različite brzinske režime: a) eksperiment; b) simulacija modelom Vošni–Čang [78]



Sl. 3.9 – Poređenje eksperimentalno određenog i simuliranog trenutnog toplotnog fluksa [57]



Sl. 3.10 – Poređenje eksperimentalno određenog i simuliranog toplotnog fluksa: model Vošni i korigovani model Vošni–Čang [57]

Za režime rada sa homogenom smešom, što je posebno važno za ovu analizu, Vošnjijev model daje bolju predikciju, ali autori sugerišu da je kalibracija modela neophodna i predlažu primenu korigovanog modela Vošni–Čang.

Prethodna analiza upućuje na sledeće opšte zaključke:

- Modeli Anand i Anand–Ma, omogućavaju eksplicitno uključivanje efekta zračenja, ali u literaturi nema konzistentnih preporuka o načinu upotrebe člana koji zračenje uzima u obzir tokom visokopritisnog dela ciklusa.
- Model Ajhelberga je jednostavan ali, prema dostupnim izvorima, karakterišu ga globalno niže vrednosti trenutnog koeficijenta prenosa toplote i fazno pomeranja ka fazi širenja.
- Model Hoenberg je jednostavan za primenu, zasnovan je na malom broju načelno poznatih parametara, tokom sabijanja daje nešto niže vrednosti trenutnog koeficijenta prenosa toplote.
- Model Bargende, razvijen za benzinske motore i daleko najsloženiji za primenu zbog neophodnosti modeliranja kinetičke energije turbulentnog strujanja, daje dobro fazno poklapanje sa eksperimentalno određenim toplotnim fluksom (vezano za način određivanja karakteristične brzine preko specifične kinetičke energije turbulentnog strujanja), ali ga karakterišu značajna odstupanja u kvantitativnom smislu tokom visokopritisnog dela ciklusa.
- Model Han uvodi jednostavniji način određivanja karakteristične brzine preko diferencijala pritiska i zapremine (dostupni parametri tokom izvođenja simulacije ciklusa), ali model nije šire prihvaćen i nema dovoljnu eksperimentalnu potvrdu za univerzalnu primenu.
- Modeli Vošni u izvornom obliku, kao i ostali izrazi razvijeni na bazi teorije sličnosti, odstupaju od eksperimentalnih podataka, ali je za razliku od drugih modela, vremenom dograđivan, poboljšavan i eksperimentalno proveravan, a korigovani modeli za posebne kategorije motora daju solidno slaganje sa eksperimentalnim podacima.

Na osnovu ovoga, u ovom radu će za potrebe simulacije radnog procesa motora biti korišćena dva izraza za simulaciju prenosa toplote tokom ciklusa, i to na sledeći način:

- tokom procesa sabijanja, sagorevanja i širenja biće korišćen korigovani model Vošni–Čang [57,78];
- tokom procesa izmene radne materije biće korišćen model Vošni [66,67], sa podešavanjem u skladu sa preporukama za datu kategoriju motora.

3.7 Određivanje površine komore zahvaćene nesagorelom smešom i produktima

Određivanje ukupne aktivne površine radnog prostora u opštem slučaju ne predstavlja poseban tehnički problem, čak i u slučajevima kada su u pitanju složeni oblici cilindarske glave ili eventualno, komora u klipu, kakvi se mogu sresti kod dizelmotora. U slučajevima kada se za simulaciju radnog procesa koriste najjednostavniji nultodimenzionalni jednozonski modeli ovaj podatak je sasvim dovoljan, ali kada se za simulaciju radnog procesa koriste nultodimenzionalni dvozonski ili, eventualno, trozonski modeli, neophodno je odrediti delove ukupne površine radnog prostora koji su zahvaćeni nesagorelom smešom i produktima sagorevanja. Ovo predstavlja poseban problem jer sama postavka modela koji se koriste za simulaciju procesa sagorevanja najčešće ne daju dovoljno informacija potrebnih za rešavanje ovog zadatka.

U ovom poglavlju biće prikazana jednostavna, ali dovoljno tačna i pre svega pouzdana metoda za određivanje nepoznatih vrednosti površina zahvaćenih nesagorelom smešom i produktima. Metoda je u potpunosti usaglašena sa načelnim pristupom u prikazanom dvozonskom nultodimenzionalnom modelu i ne unosi dodatno opterećenje u domenu procesorskog vremena.

Prenos toplote koji se odvija u dve zone, može se proceniti sa dovoljnom tačnošću, korišćenjem osnovnog, univerzalnog izraza za prenos toplote:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha_w \cdot A_w \cdot (T - T_w) \quad (3.26)$$

u kome su α_w koeficijent prelaza toplote, A_w površina, a T i T_w temperature gasa i površine radnog prostora, respektivno. Temperatura gasa T , koja figuriše u prethodnom izrazu, može se odrediti kao srednja temperatura radne materije na sledeći način:

$$T \cdot [m_u \cdot c_{p,u} + m_b \cdot c_{p,b}] = m_u \cdot c_{p,u} \cdot T_u + m_b \cdot c_{p,b} \cdot T_b \quad (3.27)$$

odnosno:

$$T = \frac{m_u \cdot c_{p,u} \cdot T_u + m_b \cdot c_{p,b} \cdot T_b}{m_u \cdot c_{p,u} + m_b \cdot c_{p,b}} \quad (3.28)$$

Ukupna količina toplote koja se odvede preko zidova radnog prostora jednaka je zbiru količina toplote koje se odvede u odgovarajućim zonama:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \frac{dQ_{w,u}}{dt} + \frac{dQ_{w,b}}{dt} \quad (3.29)$$

pri čemu, svaki od članova prethodnog izraza ima sledeću strukturu:

$$\frac{dQ_{w,u}}{dt} = \alpha_{w,u} \cdot A_{w,u} \cdot (T_u - T_w) \quad (3.30)$$

$$\frac{dQ_{w,b}}{dt} = \alpha_{w,b} \cdot A_{w,b} \cdot (T_b - T_w) \quad (3.31)$$

Kombinacijom izraza (3.29), (3.30) i (3.31), dobija se sledeća zavisnost:

$$\begin{aligned} \alpha_w \cdot A_w \cdot (T - T_w) \\ = \alpha_{w,u} \cdot A_{w,u} \cdot (T_u - T_w) + \alpha_{w,b} \cdot A_{w,b} \cdot (T_b - T_w) \end{aligned} \quad (3.32)$$

Za rešenje prethodnog izraza po nepoznatim $A_{w,u}$ i $A_{w,b}$, neophodno je uvesti još jednu jednačinu koja definiše uzajamnu vezu karakterističnih površina:

$$A_w = A_{w,u} + A_{w,b} \quad (3.33)$$

Rešavanjem prethodno definisanog sistema jednačina, dolazi se do potrebnih izraza za određivanje vrednosti površina radnog prostora zahvaćenog nesagorelom smešom i produktima sagorevanja, respektivno:

$$A_{w,u} = A_w \cdot \frac{\alpha_{w,b} \cdot (T_b - T_w) - \alpha_w \cdot (T - T_w)}{\alpha_{w,b} \cdot (T_b - T_w) - \alpha_{w,u} \cdot (T_u - T_w)} \quad (3.34)$$

$$A_{w,b} = A_w \cdot \frac{\alpha_w \cdot (T - T_w) - \alpha_{w,u} \cdot (T_u - T_w)}{\alpha_{w,b} \cdot (T_b - T_w) - \alpha_{w,u} \cdot (T_u - T_w)} \quad (3.35)$$

Prethodno definisani izrazi, umesto za ukupnu površinu prostora za sagorevanja, mogu se primeniti i pojedinačno, za njene elemente – površine klipa, cilindarske glave i cilindarske košuljice:

$$A_{w,u,i} = A_{w,i} \cdot \frac{\alpha_{w,b} \cdot (T_b - T_{w,i}) - \alpha_w \cdot (T - T_{w,i})}{\alpha_{w,b} \cdot (T_b - T_{w,i}) - \alpha_{w,u} \cdot (T_u - T_{w,i})} \quad (3.36)$$

$$A_{w,b,i} = A_{w,i} \cdot \frac{\alpha_w \cdot (T - T_{w,i}) - \alpha_{w,u} \cdot (T_u - T_{w,i})}{\alpha_{w,b} \cdot (T_b - T_{w,i}) - \alpha_{w,u} \cdot (T_u - T_{w,i})} \quad (3.37)$$

3.8 Model za određivanje temperature površine radnog prostora

Temperatura površine radnog prostora, odnosno njenih pojedinačnih komponenata – klipa, cilindarske glave i košuljice, može se, načelno, odrediti eksperimentalnim putem. Imajući u vidu da cilj nije poznavanje toka temperature u ugaonom domenu već njena srednja vrednost tokom ciklusa, dovoljno je poznavanje gradijenta temperature koji se može odrediti na dva načina. Pod pretpostavkom da se analiza odnosi na kvazistacionarna ispitivanja, konstantna vrednost temperaturskog gradijenta se javlja na spoljnoj strani zida radnog prostora kao posledica ustaljenog, odnosno stabilizovanog radnog režima. Temperaturski gradijent u zidu komore je u tom slučaju moguće odrediti diferencijalnim merenjem temperature na poznatim, unapred definisanim rastojanjima (odnosno dubinama). Temperatura unutrašnje površine zida radnog prostora dobija se direktno, na osnovu poznatih geometrijskih parametara (debljina zida, položaj termoparova) i temperature spoljne površine radnog prostora. Druga metoda se oslanja na direktno merenje temperature unutrašnje površine radnog prostora. Rešavanjem Furijeove (Fourie) jednačine za konvektivni prenos toplote dolazi se do tražene vrednosti temperature unutrašnje površine radnog prostora. Ista metoda se primenjuje kod eksperimentalnog određivanja toplotnih gubitaka i vrednosti koeficijenta prenosa toplote u komori za sagorevanje. Detalji vezani za ovu metodu mogu se pronaći u odgovarajućoj literaturi (Merker [51]).

Kod istraživanja specifičnih fenomena prenosa toplote tokom odvijanja radnog procesa motora, eksperimentalno određivanje nepoznatih temperaturskih veličina ima pun smisao i fundamentalni značaj. Za slučajeve razvoja i primene simulacija ili obrade rezultata indiciranja motora, koji se u praksi daleko češće sreću, eksperimentalno određivanje nepoznatih vrednosti temperatura radnih površina radnog prostora ne predstavljaju racionalno rešenje. U takvim slučajevima daleko je efikasnije primeniti računski postupak i na osnovu kombinacije poznatih izraza za konvektivni i konduktivni prenos toplote i graničnih uslova odrediti nepoznate vrednosti temperature površine radnog prostora. Primena Njutnovog i Furijeovog zakona za prenos i provođenje toplote u karakterističnim presecima daje sledeće izraze:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \bar{\alpha}_w \cdot A_w \cdot (\bar{T} - \bar{T}_w) \quad (3.38)$$

$$\frac{dQ_w}{dt} = \frac{\lambda}{d} \cdot A_w \cdot (\bar{T}_w - \bar{T}_{w,c}) \quad (3.39)$$

$$\frac{dQ_w}{dt} = \bar{\alpha}_{w,c} \cdot A_w \cdot (\bar{T}_{w,c} - \bar{T}_c) \quad (3.40)$$

Kombinacijom izraza (3.39) i (3.40) može se eliminisati nepoznata vrednost srednje temperature spoljnog zida komore $\bar{T}_{w,c}$ koga opstrujava rashladna tečnost. Tako se može uspostaviti sledeća zavisnost između temperatura unutrašnje površine komore \bar{T}_w temperature rashladnog sredstva \bar{T}_c :

$$\frac{dQ_w}{dt} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_{w,c}} + \frac{d_w}{\lambda_w}} \cdot A_w \cdot (\bar{T}_w - \bar{T}_c) \quad (3.41)$$

Uvođenjem oznake K_w za ukupni koeficijent prolaza toplote između unutrašnje površine zida komore i rashladnog sredstva, dobija se sledeći izraz:

$$\frac{dQ_w}{dt} = K_w \cdot A_w \cdot (\bar{T}_w - \bar{T}_c) \quad (3.42)$$

Kombinacijom jednačina (3.38) i (3.42), dolazi se do izraza za izračunavanje srednje temperature unutrašnje površine zida komore:

$$\bar{T}_w = \frac{\bar{\alpha}_w \cdot \bar{T} + K_w \cdot \bar{T}_c}{\bar{\alpha}_w + K_w} \quad (3.43)$$

Izraz (3.43) se dosledno može primeniti za izračunavanje srednje temperature svake komponenta ukupne površine komore:

$$\bar{T}_{w,i} = \frac{\bar{\alpha}_w \cdot \bar{T} + K_{w,i} \cdot \bar{T}_c}{\bar{\alpha}_w + K_{w,i}} \quad (3.44)$$

Ovaj izraz je moguće primeniti za fine korekcije temperature zida komore koje se primenjuju tokom iterativnog proračuna ciklusa. Inicijalne vrednosti će biti izračunate posebnim aproksimacionim izrazima čija je struktura i način primene objašnjena u narednom poglavlju.

3.9 Određivanje temperature površine komore za sagorevanje

S obzirom da je za realnu primenu prethodnog izraza neophodno koristiti srednje vrednosti karakterističnih veličina (temperature i koeficijenti prelaza toplote), za početak simulacije i sprovođenje prve iteracije proračuna ciklusa neophodno je pretpostaviti vrednost srednje temperature ukupne površine unutrašnjeg zida komore, ili, ukoliko je to moguće, vrednosti srednje temperature za svaki od elemenata površine komore. Osim empirijskih vrednosti do kojih je, za različite kategorije motora, moguće doći iz literature [47,49–51,59,61,77,83], moguće je koristiti i empirijske izraze za njihovo određivanje na osnovu poznavanja osnovnih konstrukcijskih parametara za dati motor, kao i osnovnih, karakterističnih parametara za dati radni režim. Za inicijalizaciju ovih vrednosti biće korišćeni empirijski izrazi Atkinsa i Frenča (Atkins, French) [84].

Srednji specifični toplotni fluks kroz površine cilindarske košuljice i cilindarske glave ($\dot{q}_{w,CL}$ i $\dot{q}_{w,CH}$, respektivno) definisani su eksponencijalnim funkcijama na sledeći način:

$$\begin{aligned} \frac{1}{A_{w,CL}} \cdot \frac{dQ_{w,CL}}{dt} = \dot{q}_{w,CL} = \\ = 3,0833 \cdot a_{CL} \cdot f_{\lambda} \cdot G_F^{0,6} \cdot D^{-1,2} \end{aligned} \quad (3.45)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{A_{w,CH}} \cdot \frac{dQ_{w,CH}}{dt} = \dot{q}_{w,CH} = \\ = 3,0833 \cdot a_{CH} \cdot f_{\lambda} \cdot G_F^{0,6} \cdot D^{-1,2} - f_{\varepsilon} \cdot (\varepsilon - \varepsilon_o) \end{aligned} \quad (3.46)$$

Karakteristične veličine deklarisane su na sledeći način:

- a_{CL}, a_{CH} – empirijski određeni faktori prenosa toplote kroz cilindarsku košuljicu i cilindarsku glavu, respektivno
 - $a_{CL} = 193 \cdot 10^3 [W/m^2]$
 - $a_{CH} = 300 \cdot 10^3 [W/m^2]$
- D – prečnik klipa [m]
- G_F – srednji maseni protok goriva [kg/s]

Korekcionni faktor za sastav smeše f_{λ} , koji figuriše u oba izraza za procenu specifičnog toplotnog fluksa kroz cilindarske košuljice i cilindarske glave, definisan je, u zavisnosti od sastava smeše, na sledeći način:

$$f_\lambda = \begin{cases} 1, 0, & \lambda \geq 1, 0 \\ \lambda, & \lambda < 1, 0 \end{cases} \quad (3.47)$$

Uticaoj stepena sabijanja na odvođenje toplote preko površine cilindarske glave, uzet je u obzir linearnom korekcijom u odnosu na referentnu vrednost stepena sabijanja ε_o , pri čemu je parametar f_ε definisan kao gradijent promene srednjeg specifičnog fluksa u odnosu na stepen sabijanja. Parametri su deklarirani na sledeći način:

$$f_\varepsilon = \frac{d\dot{q}_{w,CH}}{d\varepsilon} = -30,33 \cdot 10^3 [W/m^2] \quad \varepsilon_o = 8,4 \quad (3.48)$$

Polazeći od Furijeovog zakona za konduktivni prenos toplote u diskretnom obliku, a na osnovu prethodno deklariranih empirijskih izraza za srednji specifični fluks cilindarske košuljice i cilindarske glave (izrazi (3.45) i (3.46), respektivno), mogu se postaviti sledeće jednačine za aproksimaciju temperatura površina cilindarske košuljice i cilindarske glave:

$$\begin{aligned} T_{w,CL} &= \dot{q}_{w,CL} \cdot \left(\frac{d_w}{\lambda_{w,CL}} + \frac{1}{\alpha_{w,c}} \right) + T_c = \\ &= 3,0833 \cdot a_{CL} \cdot f_\lambda \cdot G_F^{0,6} \cdot D^{-1,2} \cdot \left(\frac{d_w}{\lambda_{w,CL}} + \frac{1}{\alpha_{w,c}} \right) + T_c \end{aligned} \quad (3.49)$$

$$\begin{aligned} T_{w,CH} &= \dot{q}_{w,CH} \cdot \left(\frac{d_w}{\lambda_{w,CH}} + \frac{1}{\alpha_{w,c}} \right) + T_c = \\ &= 3,0833 \cdot a_{CH} \cdot f_\lambda \cdot G_F^{0,6} \cdot D^{-1,2} - 30,33 \cdot 10^3 \cdot (\varepsilon - \varepsilon_o) \end{aligned} \quad (3.50)$$

gde su veličine definisane na sledeći način:

$T_{w,CL}$	– temperatura površine cilindarske košuljice [K]
$T_{w,CH}$	– temperatura površine cilindarske glave [K]
d_w	– debljina zida cilindra/cilindarske glave
$\lambda_{w,CL}$	– koeficijent provođenja toplote kroz cilindarsku košuljicu i
$\lambda_{w,CH}$	– cilindarsku galvu, respektivno [W/m·K]
$\alpha_{w,c}$	– koeficijent prelaza toplote sa spoljnog zida radnog prostora na rashladnu tečnost motora [W/ m ² ·K]
T_c	– temperatura rashladnog sredstva motora [K]

Vrednosti koeficijenta provođenja toplote su opšte poznati i mogu se naći u odgovarajućoj tehničkoj literaturi za sve materijale koji se uobičajeno koriste za izradu cilindarske glave i cilindarske košuljice. Za sivi liv i silicijumske legure aluminijuma koji se najčešće koriste, uobičajene su sledeće vrednosti:

$$\text{Sivi liv: } \lambda=63,0 \text{ [W/ m}\cdot\text{K]}$$

$$\text{AlSi12: } \lambda=203,0 \text{ [W/m}\cdot\text{K]}$$

Koeficijent prelaza toplote sa spoljne površine radnog prostora na rashladno sredstvo, definisano je empirijskim izrazom koji indirektno u obzir uzima brzinu strujanja rashladne tečnosti preko protoka, odnosno tekuće vrednosti broja obrtaja motora:

$$\alpha_{w,c} = 610,0 + 0,52 \cdot n \quad (3.51)$$

Temperatura čela klipa, prema istom izvoru, definisana je sledećim empirijskim izrazom:

$$T_p = f_p(\lambda) \cdot \sum_{i=0}^3 C_{p,i} \cdot \left(\frac{G_F \cdot c_m}{A_{w,p}} \right)^i + 19,2 \cdot (\varepsilon - \varepsilon_o) + 273,15 \quad (3.52)$$

Funkcija koja uzima u obzir uticaj sastava smeše $f_p(\lambda)$, definisana je na sledeći način:

$$f_p(\lambda) = \sum_{i=0}^2 C_{\lambda,i} \cdot \lambda^i \quad (3.53)$$

Koeficijenti oba polinoma u izrazu za aproksimaciju temperature čela klipa (3.52) dati su u Tab. 3.1.

Apsolutna tačnost se ne može prihvatiti kao presudna odlika empirijskog modela Atkina i Frenča, ali uprkos tome, procena vrednosti temperatura površina cilindarske glave, košuljice i čela klipa su vrlo solidne. Simulacija radnog procesa, razume se, može biti sprovedena i sa ovim vrednostima, posebno ako se u obzir uzme činjenica da i sam koeficijent prenosa toplote koji se računa primenom raznih empirijskih modela nije apsolutno tačan. Može se lako pokazati da je prediktivnost empirijskog modela Atkina i Frenča čak i bolja u odnosu na model koeficijenta prenosa toplote i da greška nije veća od 10 do 15%.

Tab. 3.1 – Koeficijenti polinoma u izrazu za aproksimaciju temperature čela klipa prema modelu Atkinsa i Frenča [84]

Koeficijent	i=0	i=1	i=2	i=3
$C_{P,i}$	+175,0	+22,5	-1,79	+0,0513
$C_{\lambda,i}$	-0,02042	1,6083	-0,56643	+0,0

S obzirom na to da je ovaj empirijski model formulisan tokom šezdesetih godina prošlog veka, izvesna odstupanja se mogu očekivati, pre svega zbog činjenice da je tokom poslednjih 50 godina učinjen značajan pomak u pogledu konstrukcije, tehnologije materijala i maziva i granica samog radnog procesa zbog čega su i temperature zidova radnog prostora motora nešto više. Imajući u vidu jednostavnost modela i linearnu strukturu programskog modula, ovaj postupak će biti iskorišćen samo za procenu vrednosti temperature karakterističnih površina radnog prostora, a konkretne vrednosti će biti dobijene iterativnim proračunom. Ovaj postupak biće sproveden za svaki diskretan kvazistacionarni radni režim motora.

4 Modeliranje strujanja kroz prigušna mesta

4.1 Uvodna razmatranja

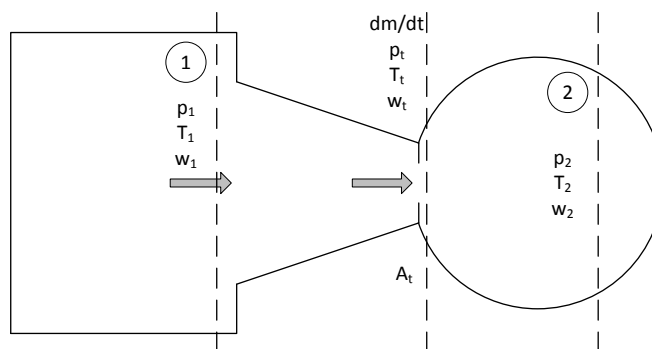
Poznavanje protočnih karakteristika prigušnih mesta na motoru neophodno je za sprovođenje simulacije radnog procesa motora. Pod prigušnim mestom, kako je to uobičajeno u literaturi [47,49–51,53,59,62,82], podrazumevaju se sva ona mesta kroz koja radna materija ustružava, odnosno istružava iz radnog prostora tokom ciklusa. Svako prigušno mesto je specifično u pogledu geometrije protočnog preseka, stanja i sastava gasa koji kroz njega struji i strujno-termodinamičkih uslova koji vladaju ispred i iza prigušnog mesta. Takođe, svako prigušno mesto ima različit uticaj na rezultat simulacije radnog procesa, kako u kvalitativnom, tako i u kvantitativnom smislu.

U ovom poglavlju biće prikazan opšti način modeliranja strujanja kroz prigušna mesta, kratka analiza uticaja usvojenih pretpostavki, kao i način određivanja, odnosno procene ili izračunavanja geometrijskih i efektivnih protočnih preseka za razvodne organe motora (usisni i izduvni ventil) i nezaptivena mesta u cilindru (klipni prstenovi). Razumljivo, veća pažnja će biti posvećena razvodnim organima, s obzirom na to da je uticaj simulacije protoka na tim mestima značajniji.

Za modeliranje trenutnog protoka kroz prigušna mesta, uobičajeno se uvode sledeće pretpostavke [47,49–51,62,77,82,85–87]:

- strujanje je kvazistacionarno;
- strujanje je izentropsko;
- gas je stišljiv;
- pritisak gasa u zoni prigušnog mesta i iza njega je isti – pritisak se ne oporavlja, odnosno ne restaurira nakon prolaska kroz prigušno mesto.

Pojednostavljena šema prigušnog mesta, koja će biti iskorišćena za prikaz metode proračuna protoka kroz prigušna mesta, data je na Sl. 4.1.



Sl. 4.1 – Šema prigušnog mesta

Strujanje kroz prigušna mesta je izrazito nestacionarno, ali se uobičajeno uvodi osnovna pretpostavka da se u malim vremenskim intervalima, ili tokom malih ugaonih pomeraja za koje se vrši integracija sistema diferencijalnih jednačina u modelu radnog procesa, taj nestacionarni proces može smatrati stacionarnim, odnosno kvazistacionarnim, s obzirom na to da se stanje postepeno menja u toku vremena. Ta pretpostavka omogućava primenu osnovnih jednačina za stacionarno isticanje gasa kroz konvergentni mlaznik u obliku koji je dao npr., Denešer (Deneshayer) [88]. To je veliko i suštinsko pojednostavljenje i prema tome, podložno kritici i preispitivanju grešaka koje se mogu očekivati u slučaju primene takvog postupka. Votson (Watson) [77] navodi da se usled takvog pojednostavljenja može očekivati greška od oko 7% za manje vrednosti izdizanja ventila npr., ali je srećna okolnost da je u tim uslovima trenutni protok gasa srazmerno mali, pa je takav i uticaj na ukupan rezultat. Ipak, mora se voditi računa o tome da se izračunavanje količine zaostalih produkata sagorevanja oslanja upravo na taj kritični deo i da su, u tom smislu, odstupanja izvesna.

Do izraza za brzinu isticanja pri izentropskom strujanju može se doći iz jednačine za energiju za karakteristične preseke (4.1):

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_t + \frac{w_t^2}{2} \quad (4.1)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- h_1 – specifična entalpija gasa u preseku (1) ispred prigušnog mesta
- w_1 – brzina strujanja u preseku (1)
- h_t – specifična entalpija gasa u preseku (t) – zona prigušnog mesta
- w_t – brzina strujanja u preseku (t)

odnosno,

$$w_t = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_t) + w_1^2} \quad (4.2)$$

Uvođenjem izraza za promenu entalpije pri izentropskom procesu, brzina isticanja na prigušnom mestu w_t može se izračunati na sledeći način:

$$w_t = \sqrt{2 \cdot \int_{p_p}^{p_1} v \cdot dp + w_1^2} = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] + w_1^2} \quad (4.3)$$

Maseni protok, referenciran prema prigušnom mestu (presek 't'), biće definisan na sledeći način:

$$\frac{dm}{dt} = A_t \cdot \rho_t \cdot w_t = A_t \cdot \frac{p_t}{R \cdot T_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] + w_1^2} \quad (4.4)$$

Zanemarivanjem brzine strujanja u ulaznom preseku w_1 i uvođenjem odgovarajućih transformacija za temperaturu T_t pri izentropskom strujanju, izraz za maseni protok se može predstaviti na sledeći način:

$$\frac{dm}{dt} = A_t \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_1} \cdot \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4.5)$$

Uvođenjem smene za odnos pritisaka – Π_t i tzv. strujne funkcije $\Psi(\kappa, \Pi_t)$ [50–52,82], prethodni izraz se može dodatno pojednostaviti i prikazati u opštem obliku:

$$\begin{aligned} \frac{dm}{dt} &= A_t \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_1} \cdot \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\Pi_t^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_t^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} = \\ &= A_t \cdot \frac{p_1}{\sqrt{R \cdot T_1}} \cdot \Psi(\kappa, \Pi_t) \end{aligned} \quad (4.6)$$

gde je za strujna funkcija $\Psi(\kappa, \Pi_t)$ definisana na sledeći način:

$$\Psi(\kappa, \Pi_t) = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\Pi_t^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_t^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4.7)$$

Maseni protok gasa dostiže maksimum za kritičnu vrednost odnosa pritiska $\Pi_{t,cr}$, do koje se može doći preko diferencijala masenog protoka po odnosu pritiska Π_t [88]:

$$\left(\frac{p_t}{p_1}\right)_{cr} = \Pi_{t,cr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.8)$$

Za natkritični odnos pritiska ($\Pi_t \leq \Pi_{t,cr}$) izraz za strujnu funkciju $\Psi(\kappa, \Pi_t)$ imaće sledeći oblik:

$$\Psi(\kappa, \Pi_t) = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (4.9)$$

Jasno razgraničenje na slučajeve podzvučnog i nadzvučnog strujanja, koje je uobičajeno u svakom ozbiljnom teorijskom razmatranju strujnih pojava (Denešejer [88], npr.), ponekad se u motorskoj tehnici zaobilazi (Matareli (Mattareli) [85], Grau (Grau) [87,89] ili Golt (Gault) [90,91], npr.) i opravdava potrebom da se, inače složen proračun radnog procesa, pojednostavi. Uslovi za pojavu nadzvučnog strujanja se uobičajeno javljaju u početnoj fazi izduvavanja, kada je odnos pritiska ispred i iza prigušnog mesta (izduvnog ventila, u konkretnom slučaju) evidentno potkritičan (za dvoatomne gasove kritična vrednost je 0,528, a za višeatomne gasove 0,546, npr.). Ipak, češće se sreće korektan, dosledan teorijski pristup (npr. Hejvud [49], Pišinger [50], Jankov [53], Votson [77]). Imajući u vidu napredak u razvoju računarske tehnike, zanemarivanje pretpostavke o postojanju nadzvučnog strujanja je neodrživo jer se u osnovi svodi na proveru jednostavnog numeričkog kriterijuma.

Na ovom mestu interesantno je ukratko prokomentarisati uvedene pretpostavke. Pretpostavka o izentropskom strujanju je, može se slobodno reći, opšteprihvaćena. U praksi, pri strujanju gasa kroz ventile ili nezaptivena mesta, međutim, do izražaja dolaze i brojni sekundarni efekti, kao što su odvajanja struje u graničnom sloju, trenje, uticaj geometrije prigušnog mesta i prenos toplote. Takođe, hipoteza o konstantnom pritisku, odnosno jednakosti pritiska u zoni prigušnog mesta i iza njega ($p_1=p_2$), jednostavno nije održiva. Korektnost nalaže da se navede uticaj visinske razlike (iako je uticaj zanemarljiv, razlika neosporno postoji kod svih motora, a posebno kod onih sa vertikalnom ugradnjom), ali i uticaj vrtloženja gasa neposredno iza ventila i trenje na samom cilindru. Ovi problemi se uobičajeno prevazilaze uvođenjem odgovarajućeg faktora korekcije geometrijskog protočnog preseka prigušnog mesta – koeficijenta

protoka C_d , koji zavisi od strujno-termodinamičkih uslova, karakteristika gasa i geometrijskih karakteristika prigušnog mesta. U najopštijem slučaju, korigovani izraz za maseni protok gasa kroz prigušno mesto mogao bi biti predstavljen preko vrednosti efektivnog protočnog preseka A_{eff} , koji za slučajeve potkritičnog i natkritičnog odnosa pritiska ima sledeće oblike, respektivno:

$$\begin{aligned} \frac{dm}{dt} &= C_d \cdot A_t \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_1} \cdot \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\Pi_t^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_t^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \\ &= A_{eff} \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_1} \cdot \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\Pi_t^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_t^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} \frac{dm}{dt} &= C_d \cdot A_t \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_1} \cdot \left(\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \\ &= A_{eff} \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_1} \cdot \left(\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \end{aligned} \quad (4.11)$$

Na kraju, treba navesti da se u literaturi, čak i novijoj, mogu naći i primeri u kojima je efektivni protočni presek definisan na osnovu pretpostavke o nestišljivosti gasa (Matareli [85], npr.), i da, shodno tome, treba voditi računa o mogućnosti poređenja, primenljivosti, kompatibilnosti i korektnosti tako dobijenih rezultata. Zanemarivanje stišljivosti gasa $\varepsilon(\Pi_t)$ dovodi do greške čija vrednost zavisi od pada pritiska na prigušnom mestu za koji je eksperiment obavljen. Ovaj uticaj je jednostavno proceniti upoređivanjem vrednosti koeficijenta protoka dobijenih za slučajeve obrade eksperimentalnih rezultata pod pretpostavkom strujanja stišljivog, odnosno nestišljivog fluida. Iz jednakosti masenog protoka za dva navedena slučaja, dobija se sledeći izraz:

$$\begin{aligned} \frac{dm}{dt} &= C_{d,c} \cdot A_t \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_1} \cdot \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\Pi_t^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_t^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} = \\ &= C_{d,ic} \cdot A_t \cdot \sqrt{2 \cdot (p_1 - p_t) \cdot \rho_t} \end{aligned} \quad (4.12)$$

gde su $C_{d,c}$ i $C_{d,ic}$ koeficijenti protoka za slučaj strujanja stišljivog i nestišljivog fluida, respektivno. Uvođenjem transformacija za izentropsku promenu stanja, dolazi se do izraza za vezu koeficijenta protoka pri isticanju stišljivog i nestišljivog fluida:

$$\frac{C_{d,c}}{C_{d,ic}} = f(\Pi_t, \kappa) = \sqrt{\frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{[1 - \Pi_t]}{\left[\Pi_t^{\frac{1}{\kappa}} - \Pi_t\right]}} \quad (4.13)$$

U literaturi se mogu naći podaci o proceni ovog uticaja. Sju (Xu) [86] navodi da se za niže vrednosti pada pritiska na prigušnom mestu od oko 0,05 bar može očekivati vrednost koeficijenta protoka niža za oko 2,5%, ali i do 7,5% za vrednosti pada pritiska od oko 0,17 bar. Treba napomenuti, da su eksperimentalni rezultati ipak upotrebljivi i mogu biti naknadno korigovani primenom izraza za strujanje stišljivog fluida.

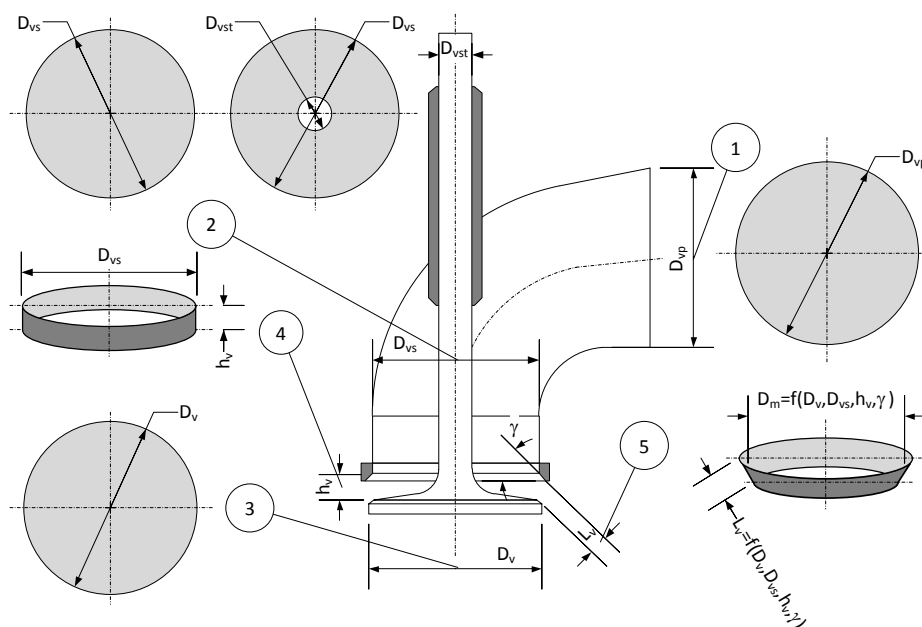
Određivanje efektivnog protočnog preseka prigušnog mesta predstavlja poseban problem u terminološkom i proceduralnom smislu, pa shodno tome, postoji opasnost da se podaci iz literature tumače na pogrešan način. Zato će tome biti posvećena posebna pažnja.

4.2 Geometrijski i efektivni protočni presek ventila – terminološki i teorijski aspekti

Određivanje efektivnog protočnog preseka, odnosno koeficijenta protoka, nije standardizovano pa se u literaturi mogu naći različiti pristupi. Geometrijski protočni presek nije precizno definisana kategorija i, načelno, može biti deklarisan na nekoliko različitih načina. Koeficijent protoka je vezan za geometrijski protočni presek, pa će vrednosti koeficijenta protoka određene za različito definisane geometrijske preseke prigušnog mesta imati različite vrednosti, različite trendove i različit smisao. U skladu sa tim, način, oblast primene i informativnost, takođe će biti različiti.

Detaljan pregled različitih formulacija geometrijskog protočnog preseka i koeficijenta protoka može se naći u literaturi [49,50,86]. Svakako, nisu jednako značajne sve formulacije dostupne u literaturi, niti su kompatibilne sa modelom koji je primenjen u ovom radu. Neke od metoda nisu ni namenjene simulaciji trenutnog protoka gasa kroz razvodne organe, već se koriste tokom razvoja cilindarskih glava za procenu srednjeg efektivnog protočnog preseka (npr. metode Ricardo i AVL, Sju [86]). Kratkim pregledom biće obuhvaćene samo dve metode koje su u potpunosti

kompatibilne sa predloženim modelom i pružaju značajne dodatne informacije o protočnim karakteristikama razvodnih organa motora.



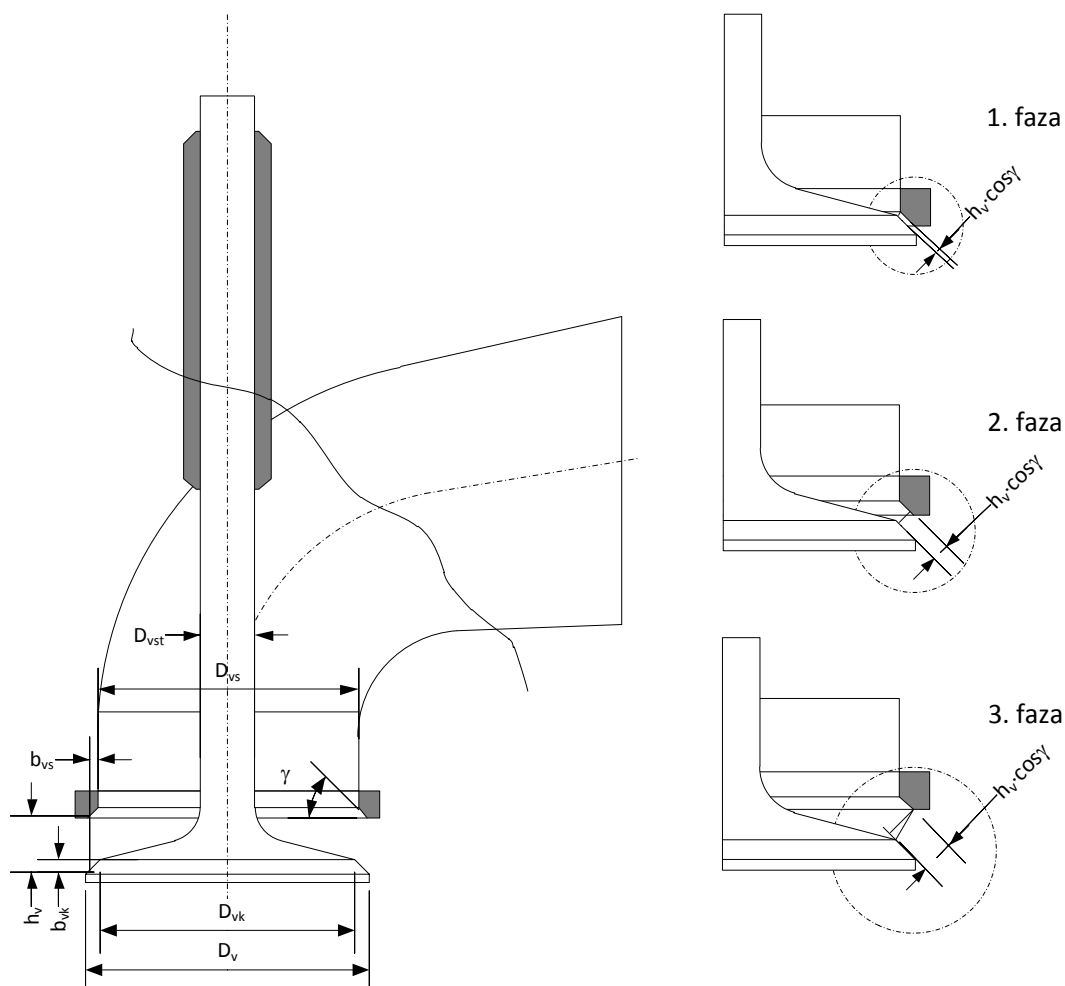
Sl. 4.2 – Načelan prikaz različitih načina određivanja geometrijskog protočnog preseka ventila

Pojednostavljeni grafički prikaz mogućih opcija za određivanje geometrijskog protočnog preseka prikazan je na Sl. 4.2. Oznakama 1, 2 i 3 deklarirani su karakteristični prečnici za jedan razvodni kanal, i u tim slučajevima geometrijski protočni presek ima konstantnu vrednost, a koeficijent protoka se tada određuje kao složena funkcija trenutne vrednosti hoda ventila i odgovarajućih strujno-termodinamičkih parametara u okolini prigušnog mesta. Kako je referentni protočni presek konstantan, tako određen koeficijent protoka C_d monotono raste sa izdizanjem ventila, a za zatvoren ventil uzima diskretnu vrednost 0. Geometrijski protočni presek se najčešće određuje prema unutrašnjem prečniku sedišta ventila D_{vs} , s obzirom na to da se jednostavno može izmeriti. Na osnovu eksperimentalno određenog masenog protoka gasa $G_{A,exp}$ (meri se na odgovarajućoj instalaciji za kvazistacionarno ispitivanje protočnih karakterisika), za dati hod ventila i pad pritiska Δp_t , odnosno, odgovarajući odnos pritisaka na ventilu Π_t , koeficijent protoka C_d određuje se na sledeći način:

$$C_d(h_v, \Pi_t) = \frac{4 \cdot G_{A,exp}(h_v, \Pi_t)}{D_{vs}^2 \cdot \pi \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_1} \cdot \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\Pi_t^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_t^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (4.14)$$

Za slučajeve 4 i 5, geometrijski protočni preseki su funkcije visine izdizanja ventila, a koeficijent protoka u tom slučaju ima sasvim drugačiji karakter i monotono opada sa izdizanjem ventila. Najjednostavniji slučaj se odnosi na aproksimaciju trenutnog geometrijskog protočnog preseka ventila omotačem cilindra promjenljive visine konstruisanim nad unutrašnjim prečnikom sedišta ventila (Sl. 4.2, slučaj 4):

$$C_d(h_v, \Pi_t) = \frac{G_{A,exp}(h_v, \Pi_t)}{D_v \cdot h_v \cdot \pi \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_1} \cdot \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\Pi_t^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_t^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (4.15)$$



Sl. 4.3 – Geometrija kanala i ventila tokom izdizanja ventila

Ako se trenutni geometrijski protočni presek aproksimira omotačem zarubljenog konusa, što je daleko bliže realnoj situaciji, izrazi za izračunavanje površine protočnog preseka su nešto složeniji i moraju se definisati posebno za četiri različite faze izdizanja ventila. Metoda sa tri karakteristične faze izdizanja ventila i nekoliko geometrijskih pojednostavljenja može se naći u literaturi (Hejvud [49], npr.). Ovde će biti prikazan korektan postupak u kome su faze izdizanja ventila dosledno definisane, a proračun uključuje i nekoliko dodatnih geometrijskih detalja. Geometrija i neophodne dimenzije kanala i ventila i karakteristične faze tokom otvaranja ventila prikazane su na Sl. 4.3. Ta metoda će biti korišćena u radu, pa će u njemu biti detaljno prikazani izrazi i granice u kojima oni važe.

1. faza Tokom početne faze otvaranja ventila, protočni presek je definisan unutrašnjom ivicom sedišta ventila D_{vs} i izvodnicom zarubljenog konusa normalnom na sedište ventila. Ovaj slučaj prikazan je na Sl. 4.3, a izraz je definisan na sledeći način:

$$0 < h_v < \frac{D_{vs} - D_{vk}}{2 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \gamma} \quad (4.16)$$

$$A_{v,g}(h_v) = \pi \cdot h_v \cdot \cos \gamma \cdot (D_{vs} - h_v \cdot \sin \gamma \cdot \cos \gamma) \quad (4.17)$$

2. faza Tokom druge faze izdizanja ventila, geometrijski protočni presek je definisan unutrašnjom ivicom konusa pečurke ventila D_{vk} i izvodnicom zarubljenog konusa normalnom na površinu sedišta ventila. Slučaj je prikazan na Sl. 4.3, a granice i izraz za površinu protočnog preseka dati su na sledeći način:

$$\frac{D_{vs} - D_{vk}}{2 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \gamma} \leq h_v \leq \frac{b_{vk}}{\sin^2 \gamma} \quad (4.18)$$

$$A_{v,g}(h_v) = \pi \cdot h_v \cdot \cos \gamma \cdot (D_{vk} + h_v \cdot \sin \gamma \cdot \cos \gamma) \quad (4.19)$$

3. faza Tokom treće faze, geometrijski protočni presek takođe je definisan omotačem zarubljenog konusa, ali izvodnica više nije upravna na sedište ventila. Konus je određen spoljnom ivicom sedišta ventila i unutrašnjom ivicom konusa pečurke ventila. U formalnom smislu, veza između geometrijskog protočnog preseka i hoda ventila je potpuno definisana.

Međutim, oblast primene izraza za treću fazu mora biti dodatno ograničena, s obzirom na to da se u završnoj fazi izdizanja ventila često ostvaruju vrednosti geometrijskog protočnog preseka koje su veće od površine samog ventilskeg kanala. U tom smislu, neophodno je uvesti još jedan, dopunski kriterijum koji se odnosi na površinu. Granični uslovi i izraz za geometrijski protočni presek dati su na sledeći način:

$$\frac{b_{vk}}{\sin^2 \gamma} \leq h_v \quad A_{v,g}(h_v) \leq \frac{\pi}{4} \cdot (D_{vs}^2 - D_{vst}^2) \quad (4.20)$$

$$A_{v,g}(h_v) = \pi \cdot (D_{vk} + b_{vk} \cdot \cot \gamma) \cdot \sqrt{h_v^2 - 2 \cdot h_v \cdot b_{vk} + \frac{b_{vk}^2}{\sin^2 \gamma}} \quad (4.21)$$

Razumljivo je da su vrednosti koeficijenta protoka C_d dobijene primenom različitih postupaka, međusobno neuporedive. Čak i u slučaju kada se govori o metodama koje formalno pripadaju istoj grupi, za isti razvodni organ (ventil, kanal) i isti set eksperimentalnih podataka, koeficijent protoka imaće različite vrednosti. Ipak, svaki od ova dva načelno različita pristupa ima jednak značaj kada je u pitanju ocena protočnih karakteristika razvodnog organa. Tako će metode 1, 2 i 3 (Sl. 4.2) dati detaljniji prikaz protočnih karakteristika u gornjem, a metode 4 i 5 u donjem opsegu vrednosti izdizanja ventila.

4.3 Alternativni eksperimentalni postupci za određivanje koeficijenta protoka ventila

Korektnosti radi, treba navesti da osim stacionarnih metoda postoje i drugačiji pristupi. Kirkpatric i Bler (Kirkpatrick, Blair) [92] koriste 1D model (GPB model) i računaju ukupne gubitke u usisnom i izduvnom sistemu koristeći posebne izraze za strujne i termičke gubitke u svakom diskretnom koraku simulacije. Shodno tome, uvode i različite hipoteze o karakteru strujanja na razvodnim organima (izentropsko, adijabatsko strujanje, vrednost Mahovog (Mach) broja, itd.). Metoda je verifikovana eksperimentalno na instalaciji na kojoj je simuliran impulsni karakter strujanja u motoru. Takođe, treba pomenuti i druge alternativne pristupe za određivanje protočnih karakteristika prigušnog mesta, kao što je impulsna cev koju koriste Benister i Maklou (Bannister, Mucklow) ili dinamički test tokom motoriranja motora koji koriste Benson, Wuds i Makginiti (Benson, Woods, McGinnity). Pregled tih metoda može se naći u

literaturi (Bler [93], Van Nickerk (Van Niekerk) [94], npr.). Te metode su razvijene sa ciljem da se premosti razlika između realnih i eksperimentalnih uslova.

Matareli i Valentini [85] ostaju pri pretpostavci da se strujni gubici mogu uzeti u obzir preko efektivnog protočnog preseka, ali Bler [95–99], s druge strane, polazi od činjenice da uslovi strujanja u okolini ventila ne odgovaraju teorijskom slučaju strujanja kroz konvergentni mlaznik i u skladu sa tim, do oporavka, tj., restauracije pritiska ne dolazi zbog geometrije samog objekta. Eksperimentima je pokazao da hipoteza o konstantnom pritisku u zoni prigušnog mesta i iza njega, odnosno restauraciji pritiska, dovodi do greške u određivanju amplitude talasa pritiska u usisnoj cevi. U skladu sa tim predložio je i alternativni postupak za određivanje protočnih karakteristika prigušnog mesta koji podrazumeva primenu istog 1D modela koji se koristi za simulaciju strujnih pojava u motoru. Metoda je verifikovana za sva 4 karakteristična slučaja strujanja (usisni ventil: ustujavanje/povratno strujanje; izduvni ventil – istujavanje/povratno strujanje), a utvrđeni su i uticaji „maskiranja ventila“, odnosno uticaja prečnika priključnog cilindra tokom ispitivanja protočnih karakteristika. Ti rezultati detaljno su prikazani i komentarisani u navedenoj literaturi [95–99].

4.4 Pretprocesiranje podataka za koeficijent protoka ventila

Sa aspekta primenljivosti navedenih metoda za izračunavanje efektivnog protočnog preseka koje su prikazane u odeljku 4.2, u numeričkim simulacijama radnog procesa motora, obe metode su gotovo podjednako interesantne. Ako se u obzir uzme korišćenje procesorskih resursa, najracionalniji pristup bi podrazumevao detaljnu pripremu podataka i izračunavanje koeficijenta protoka za sve razvodne organe (usisni i izduvni ventil) i oba smera strujanja (slučaj normalnog i povratnog strujanja) u funkciji ugla kolenastog vratila φ . Takav postupak pretprocesiranja podataka povećava brzinu izvršavanja simulacije radnog procesa jer se određivanje koeficijenta protoka C_d za dati korak integracije sistema diferencijalnih jednačina, svodi na interpolaciju u 3D prostoru $\varphi - C_d - \Pi_t$. Za pripremu navedene matrične forme neophodno je za svaku diskretnu vrednost odnosa pritisaka ispred i iza prigušnog mesta Π_t formirati odgovarajuću mapu koeficijenta protoka u funkciji ugla kolenastog vratila $\varphi - C_d(\varphi)$, odnosno, izvorne podatke dobijene eksperimentom za diskretne vrednosti visine izdizanja ventila u obliku $h_v - C_d(h_v)$ ili $h_v/D_v - C_d(h_v/D_v)$ preračunati u ugaoni domen koji odgovara datom

razvodnom organu. Za to je neophodno poznavanje šeme razvoda i profila svakog brega.

Detaljni podaci o kinematici bregova u vektorskom obliku $\varphi - h_v(\varphi)$, retko su javno dostupni za dati motor, i bez direktnog kontakta i potpune tehničke podrške proizvođača motora do njih nije moguće doći osim detaljnim eksperimentom. Priprema i samo izvođenje ovakvog eksperimenta zahtevni su i podrazumevaju posedovanje odgovarajuće merne opreme (merni alati i odgovarajući probni sto). U slučaju da podaci o bregovima nisu dostupni, umesto sprovođenja kompletnog eksperimenta i merenja profila brega u punom ugaonom domenu, može se primeniti alternativno rešenje. Ovim se eksperiment nikako ne odbacuje, ali se primenom odgovarajućeg modela profila brega i neke od metoda numeričke optimizacije za identifikaciju parametara tog modela, obim eksperimenta može značajno smanjiti i svesti u razumne i prihvatljive granice. Na taj način, umesto određivanja 50–250 parova (što zavisi od zadate ugaone rezolucije), eksperiment se može svesti na određivanje ne više od 10 do 20 karakterističnih parova. Čak i u slučaju kada su kinematski podaci dostupni, taj postupak je moguće sprovesti na identičan način i smanjiti broj podataka koje je neophodno pripremiti za unos na početku simulacije. U ovom radu će biti primenjen upravo takav pristup a za zadavanje profila brega biće upotrebljen polinomska model Polydyne.

4.5 Modeliranje profila brega – metoda Polydyne

Polinomska pristup projektovanju profila brega bregastog vratila motora prvi put je primenio Dadli (Dudley, 1948), a Toren, Engman i Stoddard (Thoren, Engemann, Stoddard, 1953) koriste taj pristup kao osnovu za metodu Polydyne i broj polinomskih članova povećavaju sa 5 na 6. Poređenje i detaljna teorijska analiza ovih metoda može se naći u literaturi (Norton [100]). Polinom za metodu Polydyne definisan je na sledeći način [100]:

$$\frac{h_v(\varphi)}{h_{v,max}} = 1 + C_2 \cdot \Phi^2 + C_p \cdot \Phi^p + C_q \cdot \Phi^q + C_r \cdot \Phi^r + C_s \cdot \Phi^s \quad (4.22)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- $h_v(\varphi)$ – tekuća vrednost visine izdizanja ventila
- $h_{v,max}$ – deklarirana maksimalna visina izdizanja ventila

C_2, C_p, C_q, C_r i C_s	– konstante
p, q, r i s	– eksponenti
Φ	– odnos tekućeg ugla φ i poluugla ugaonog profila brega β
	$\Phi = \frac{\varphi}{\beta}$

Metoda Polydyne daje profil brega za jednu polovinu ugaonog domena. U slučaju simetričnog brega, pun profil se dobija simetričnom algebarskom transformacijom početnog vektora. U slučaju nesimetričnih bregova, procedura se mora sprovesti za uzlaznu i silaznu deonicu uz dopunski uslov jednakosti prvog i drugog izvoda u tački prekida (polovina ugaonog intervala brega). Izrazi za uzlaznu i silaznu stranu brega i ograničenja za vrh brega u kome se profil menja, dati su na sledeći način:

$$\frac{h_{vu}(\varphi)|_{\beta_m}^0}{h_{v,max}} = \quad (4.23)$$

$$= 1 + C_2 \cdot \Phi^2 + C_{pu} \cdot \Phi^{pu} + C_{qu} \cdot \Phi^{qu} + C_{ru} \cdot \Phi^{ru} + C_{su} \cdot \Phi^{su}$$

$$\frac{h_{vd}(\varphi)|_{\beta_{VC}}^{\beta_m}}{h_{v,max}} = \quad (4.24)$$

$$= 1 + C_2 \cdot \Phi^2 + C_{pd} \cdot \Phi^{pd} + C_{qd} \cdot \Phi^{qd} + C_{rd} \cdot \Phi^{rd} + C_s \cdot \Phi^{sd}$$

$$\frac{dh_{vu}(\beta_m)}{d\varphi} = \frac{dh_{vd}(\beta_m)}{d\varphi} \quad - \text{ uslov jednakosti brzine sa ulazne i silazne strane brega} \quad (4.25)$$

$$\frac{d^2 h_{vu}(\beta_m)}{d\varphi^2} = \frac{d^2 h_{vd}(\beta_m)}{d\varphi^2} \quad - \text{ uslov jednakosti ubrzanja sa ulazne i silazne strane brega} \quad (4.26)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

$h_{vu}(\varphi), h_{vd}(\varphi)$	– tekuća vrednost visine izdizanja ventila za uzlaznu i silaznu deonicu, respektivno
$C_{pu}, C_{qu}, C_{ru}, C_{su}$	– konstante za uzlaznu deonicu brega
pu, qu, ru, su	– eksponenti za uzlaznu deonicu brega

$C_{pd}, C_{qd}, C_{rd}, C_{sd}$	– konstante za silaznu deonicu brega
pd, qd, rd, sd	– eksponenti za silaznu deonicu brega
β_m	– ugaoni položaj vrha brega
β_{VC}	– ugao zatvaranja ventila

Konstante C_2, C_p, C_q, C_r i C_s definisane su na sledeći način:

$$C_2 = \frac{-p \cdot q \cdot r \cdot s}{(p-2) \cdot (q-2) \cdot (r-2) \cdot (s-2)} \quad (4.27)$$

$$C_p = \frac{2 \cdot q \cdot r \cdot s}{(p-2) \cdot (q-p) \cdot (r-p) \cdot (s-p)} \quad (4.28)$$

$$C_q = \frac{2 \cdot p \cdot r \cdot s}{(p-q) \cdot (q-2) \cdot (r-q) \cdot (s-q)} \quad (4.29)$$

$$C_r = \frac{2 \cdot p \cdot q \cdot s}{(p-r) \cdot (q-r) \cdot (r-2) \cdot (s-r)} \quad (4.30)$$

$$C_s = \frac{2 \cdot p \cdot q \cdot r}{(p-s) \cdot (q-s) \cdot (r-s) \cdot (s-2)} \quad (4.31)$$

Iz strukture izraza (4.27)–(4.31) vidi se da izbor vrednosti eksponenata p, q, r i s nije jednoznačan i da se mora voditi računa o sledećim ograničenjima:

- nijedan od eksponenata ne može uzeti vrednost 2;
- eksponenti ne mogu biti međusobno jednaki.

Ograničenja proizilaze iz strukture članova koji figurišu u brojiocu svakog od izraza kojim su definisani koeficijenti C_2, C_p, C_q, C_r i C_s , jer bi se u bilo kom od navedenih slučajeva javio problem deljenja nulom i najmanje jedan od neophodnih koeficijenata ne bi bio definisan. S obzirom na to da set eksponenata u potpunosti određuje profil datog brega, identifikacija njihovih vrednosti se mora sprovesti optimizacijom, odnosno minimizacijom funkcionala greške sa obaveznim, unapred poznatim, ograničenjima. Funkcional greške, odnosno χ^2 – funkcija, definisan je razlikom kvadrata računске (modelirane) vrednosti $h_v(\varphi_i)$ i zadate vrednosti visine

izdizanja ventila $h_{vo}(\varphi_i)$ (merene ili preuzete iz tehničkih podataka). Funkcional za konkretan slučaj, prikazuje se na sledeći način:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^n \frac{h_v(\varphi_i)^2 - h_{vo}(\varphi_i)^2}{\sigma_i^2} = \frac{(h_v(\varphi_i) - h_{vo}(\varphi_i))^2}{\sigma_i^2} \quad (4.32)$$

U slučaju nesimetričnog brega, funkcional mora biti formiran posebno za obe strane brega sa pripadajućim osnovnim ograničenjima i dodatnim ograničenjima koja proističu iz uslova jednakosti brzine i ubrzanja sa uzlazne i silazne strane u tački promene profila (izrazi (4.25) i (4.26)).

4.6 Geometrijski i efektivni protočni presek nezaptivenih mesta

Kada se razmatra problem nezaptivenih mesta, mora se konstatovati da u literaturi postoje, načelno, različiti pristupi. Zbog evidentnih poteškoća u određivanju i geometrijskog i efektivnog protočnog preseka, a i zbog činjenice da uticaj nezaptivenosti, bar u slučaju ispravnog funkcionisanja zaptivnih elemenata, nije značajan i ne utiče presudno na konačan rezultat simulacije radnog procesa, veliki broj autora zanemaruje taj fenomen i uvodi pretpostavku o potpunoj zaptivenosti radnog prostora. Podaci o relativnom gubitku mase gasa usled nezaptivenosti mogu se naći u literaturi (npr. Hejvud [49]), pa se na osnovu potrebnog nivoa tačnosti simulacije može proceniti da li je uključanje modela za curenje gasa kroz nezaptivena mesta zaista neophodno. Pretpostavka, objektivno posmatrano, nije održiva, jer sama konstrukcija, način ugradnje i princip funkcionisanja zaptivnih prstenova uslovljavaju nehermetičnost radnog prostora. Zev klipnih prstenova, na primer, nužno mora postojati, pa se prema tome nezaptivenost ne može izbeći, već se samo može diskutovati o njenoj veličini i uticaju na rezultat date simulacije.

Prilikom formiranja sistema diferencijalnih jednačina koje opisuju strujno-termodinamičke procese tokom radnog ciklusa motora, nisu arbitrarno uvedene pretpostavke o zanemarivanju gubitaka gasa usled nezaptivenosti i, u formalnom smislu, sistem se tokom trajanja celog ciklusa tretira kao otvoren. Strujanje kroz nezaptivena mesta biće modelirano na isti način kao i kroz razvodne organe motora, odnosno biće korišćene iste jednačine za izentropsko strujanje u obliku (4.10) i (4.11) (slučajevi potkritičnog i natkritičnog odnosa pritiska). U ovom delu biće razmotreni specifični

problemi modeliranja geometrijskog i efektivnog protočnog preseka nezaptivenog mesta i analizirane metode određivanja koeficijenta protoka.

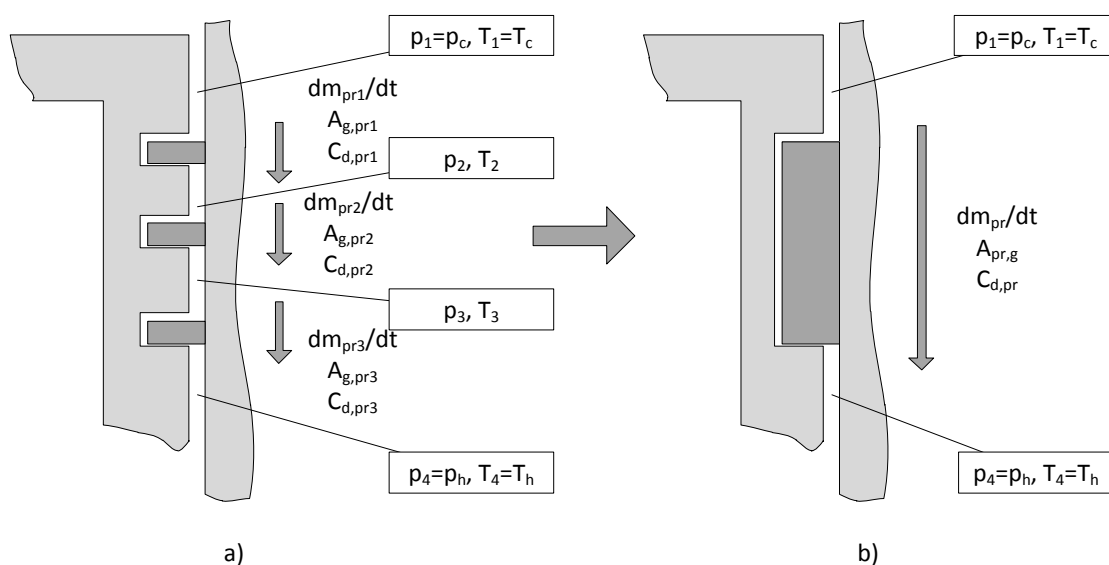
Osim što će načelno biti primenjen isti postupak, tj. ista jednačina za izentropsko strujanje, pri čemu sva navedena ograničenja i pretpostavke važe kao i u slučaju razvodnih organa, neophodno je naglasiti da postoji nekoliko ključnih razlika i ograničenja.

Za razliku od razvodnih organa, kod kojih je geometrijski presek u potpunosti definisan u ugaonom domenu i moguće ga je odrediti sa visokom tačnošću ukoliko su poznati svi kinematski i geometrijski parametri, kod nezaptivenih mesta to jednostavno nije moguće. Takođe, kvazistacionarno ispitivanje protočnih karakteristika u kontrolisanim uslovima, kao u slučaju ventila, nije jednostavno izvesti, mada se u Hoenbergovom radu [101] može naći opis procedure za kalibraciju vrednosti efektivnog protočnog preseka. Pored toga, teško je identifikovati koje je mesto presudno za pojavu nehermetičnosti – klipni prstenovi ili nekorektno naleganje ventila. Problem se iz praktičnih razloga pojednostavljuje, pa analiza i model uključuju samo klipne prstenove kao uzrok nezaptivenosti cilindra. Ako se pođe od pretpostavke da klipni prsten ima idealno naleganje po obimu (što nije daleko od realne situacije, posebno kod motora koji su prošli period razrade), protočni presek nezaptivenog mesta bilo bi moguće aproksimirati zazorom na krajevima klipnog prstena (zev), ali se visoka apsolutna tačnost ne može postići. Razlozi za to su sledeći:

- prenos toplote utiče na termičke dilatacije i promenu veličine zeva tokom ciklusa i sa promenom radnog režima;
- količina sredstva za podmazivanje i način kvašenja kontaktnih površina u zoni klipnih prstenova teško se može utvrditi primenom jednostavnih aproksimacionih modela, pa se taj uticaj na promenu protočnog preseka ne može uzeti u obzir na odgovarajući način

Drugu vrstu problema predstavlja činjenica da se u slučaju propuštanja gasa na klipnim prstenovima ne razmatra propuštanje kroz jedno prigušno mesto, već se radi o složenom strujno-termodinamičkom sistemu u kome dolazi do kombinacije efekata strujanja na tri redno postavljena prigušna mesta. Kada se problem posmatra na taj način, u literaturi se mogu naći dva načelno različita pristupa:

- propuštanje gasa se modelira posebno kroz zazor na svakom klipnom prstenu, pri čemu se simultanim rešavanjem diferencijalnih jednačina za 1D strujanje, pored trenutnog protoka, dolazi i do vrednosti pritiska u svakom od žlebova klipnih prstenova (Doson (Dowson) [60], Čang (Chang) [102], Vanatong (Wannatong) [103], Pribš (Pribsch) [104]);
- set klipnih prstenova se aproksimira jednim prigušnim mestom, a protok se izračunava za razliku pritiska u cilindru i motorskoj kućici (Hoenberg [101,105]).



Sl. 4.4 – Grafički prikaz redukcije modela strujanja gasa kroz nezaptivena mesta:
a) model Doson [60]; b) model Hoenberg [101]

Prva grupa modela je složenija za primenu i predstavlja poseban problem, ali se rešavanje sistema jednačina za 1D izentropsko strujanje za sva tri karakteristična preseka može uključiti u rešavanje sistema ostalih diferencijalnih jednačina koje opisuju radni proces u cilindru. Prednost modela iz ove grupe ogleda se u tome što se rešavanjem sistema diferencijalnih jednačina za strujanje gasa dolazi do vrednosti pritiska u svakom od žlebova, čime se obezbeđuju potrebni ulazni podaci za proračun trenja na svakom klipnom prstenu. Međutim, za viši nivo detalja i doslednost mora se obezbediti poznavanje tri geometrijska protočna preseka i tri koeficijenta protoka (za svaki klipni prsten pojedinačno) i žrtvovati deo procesorskog vremena i stabilnost

izvršavanja kompletne simulacije radnog procesa motora. Za svaki klipni prsten i odgovarajuće kontrolne zapremine moguće je, analogno jednačinama za izentropsko strujanje, postaviti sledeći izrazi za maseni protok:

$$\frac{dm_i}{dt} = C_{d,i} \cdot A_{pr,g,i} \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T_i} \cdot \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4.33)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- $C_{d,i}$ – koeficijent protoka za i -ti klipni prsten
- $A_{pr,g,i}$ – geometrijski protočni presek na i -tom klipnom prstenu
- p_i, p_{i+1} – pritisak u prostoru neposredno ispred i iza i -tog klipnog prstena (u smeru strujanja gasa)
- T_i – temperatura gasa u prostoru neposredno iznad i -tog klipnog prstena (u smeru strujanja gasa)
- dm_i/dt – maseni protok gasa na i -tom klipnom prstenu

Promena pritiska gasa u svakoj kontrolnoj zapremini (komora između klipnih prstenova) može se izračunati primenom jednačine stanja idealnog gasa, pri čemu se mora uzeti u obzir promena mase gasa usled prestrujavanja u susedne komore. Ako se pretpostavi da nema promene temperature gasa, izraz za promenu pritiska ima sledeći oblik:

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{R \cdot T_i}{V_i} \cdot \left(\frac{dm_i}{dt} - \frac{dm_{i-1}}{dt} \right) \quad (4.34)$$

Daleko praktičniji i jednostavniji pristup je onaj koji je formulisao Hoenberg [101], koji set klipnih prstenova aproksimira jednim prigušnim mestom i za njega uvodi pretpostavku o izentropskom strujanju prema analogiji sa izrazima (4.10) i (4.11). Pored toga uvodi i aproksimaciju za efektivni protočni presek preko prečnika cilindra/klipa D_p u sledećem obliku:

$$A_{pr,eff} = (3 \div 4 \cdot 10^{-6}) \cdot D_p \quad (4.35)$$

Predložene granice su određene eksperimentalnim putem, a krajnjem korisniku se prepušta izbor konkretne vrednosti na osnovu sopstvenog iskustva ili identifikacije na

osnovu analize ciklusa bez sagorevanja. Ovom metodom nije uzet u obzir uticaj karaktera strujanja na koeficijent protoka, pa samim tim ni na efektivni protočni presek. Vanatong [103], koristi Dosonovu metodu za simulaciju dinamike i podmazivanja klipnih prstenova i za geometrijski protočni presek bira zazor na krajevima klipnog prstena (za svaki pojedinačno) i uvodi izraz za koeficijent protoka $C_{d,i}$, koji zavisi od odnosa pritiska neposredno iza i ispred klipnog prstena (posmatrano u smeru strujanja gasa).

$$C_{d,i} = 0,86 - 0,25 \cdot \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right) \quad (4.36)$$

Primena navedenog modela za pojedinačno modeliranje protoka na svakom klipnom prstenu [60,102,103] u ovom radu ne bi predstavljala racionalan pristup, jer bi za svaki radni režim bilo neophodno, u inače obiman proračun ciklusa za višecilindarski motor sa iterativnim optimizacionim modulom za minimizaciju funkcionala greške ugaone brzine, uključiti još jedan set diferencijalnih jednačina približno istog obima i strukture. Globalna tačnost ne bi bila značajno poboljšana, a brzina izvršenja simulacije, optimizacije i pouzdanost bile bi ugrožene. Primena Hoenbergovog modela deluje racionalnije, ali je neophodno uvesti izvesne korekcije i poboljšanja kako bi se suzio prostor za iskustveno zadavanje vrednosti efektivnog protočnog preseka. U tom smislu biće iskorišćen Vanatongov izraz za koeficijent protočnog preseka (4.36), a geometrijski presek će biti korigovan.

Pažljiva analiza samog zazora na krajevima klipnog prstena i položaj klipnog prstena u žlebu, ukazuje na to da Vanatongov pristup u pogledu izbora geometrijskog protočnog preseka nije apsolutno korektan, ali predstavlja dobru osnovu za uvođenje jednako jednostavne, a u geometrijskom i strujnom smislu doslednije formulacije geometrijskog protočnog preseka. Naime, zev klipnog prstena je maskiran – prekriven gornjom i donjom površinom žleba, pa se u tom smislu ne može smatrati potpuno protočnim. Umesto toga, redukovana površina zeva – umanjena za deo površine zeva koji je maskiran žlebom klipnog prstena, predstavlja daleko realniji podatak. Na taj način moguće je uzeti u obzir, bar približno, i činjenicu da mazivo koje se nalazi u žlebu klipnog prstena obavlja funkciju zaptivanja i indirektno utiče na veličinu protočnog preseka. Svi potrebni podaci (zev klipnog prstena u ugrađenom stanju i nominalni zazor u sklopu klip–cilindar) načelno su dostupni iz tehničke dokumentacije za dati motor, a po potrebi, moguće ih je dobiti i direktnim merenjem. Razlika između ova dva načina

formulacije protočnog preseka na klipnom prstenu grafički je prikazana na Sl. 4.6. Izraz za izračunavanje geometrijskog protočnog preseka dat je na sledeći način:

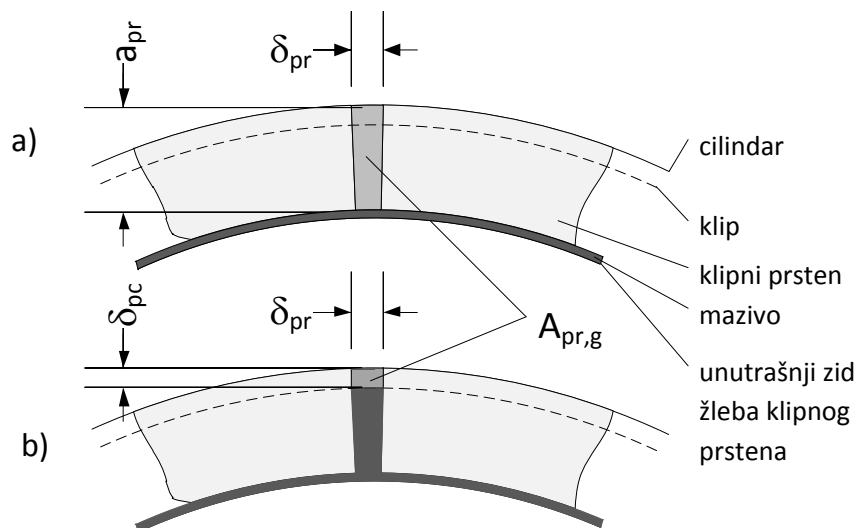
$$A_{pr,g} = \delta_{pr} \cdot \delta_{pc} \quad (4.37)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

$A_{pr,g}$ – geometrijski protočni presek redukovanog zeva klipnog prstena

δ_{pr} – zev klipnog prstena u ugrađenom stanju

δ_{pc} – zazor između klipa i cilindra u visini 1. klipnog prstena



Sl. 4.5 – Grafički prikaz geometrijskog protočnog preseka na zevu klipnog prstena:

a) model Vanatong [103]; b) korigovana metoda

Nažalost, kao ni u slučaju drugih navedenih pristupa (Hoenberg, Vanatong), nije moguće uzeti u obzir činjenicu da se klipni prsten okreće u svom žlebu i da će se protočni presek, bez obzira kako definisan, menjati u izvesnim granicama pri premeštanju klipa sa jedne na drugu stranu cilindra pri promeni smera kretanja u mrtvim tačkama. Taj uticaj, s obzirom na svoju stohastičku prirodu i ukupan uticaj na konačni rezultat neće biti uzet u obzir.

5 Model oslobađanja toplote

5.1 Uvodna razmatranja

U literaturi postoji izvesna terminološka neusaglašenost, a u izvesnoj meri i nekorektnost, kada se govori o simulaciji dela radnog procesa motora koji se odnosi na sagorevanje. U našem jeziku je uobičajen termin *zakon sagorevanja* ili *zakon ubrizgavanja* koji se koristi kod dizel-motora, ali se time na izvestan način implicira da se radi o pojavi za koju važi neki prirodni zakon sa opštom i univerzalnom formulacijom. Na ovu terminološku neusklađenost pažnju je skrenuo Jankov [53], navodeći istovremeno dva termina, uobičajeni – *zakon* i korektniji – *tok* (najverovatnije se radi o pojmu *Brennverlauf*, direktno preuzetom iz nemačkog jezika). Drugi problem predstavlja način na koji se koristi pojam *sagorevanje*. Ako bi trebalo modelirati proces sagorevanja u radnom prostoru motora, onda bi, u najužem smislu, to moralo da se odnosi na formulaciju jednačina sagorevanja svih komponentata goriva i modeliranje dinamike svih hemijskih reakcija u uslovima promenljive temperature i pritiska. Ako se u razmatranje uključe uobičajene tehnike – Vibeova (Wiebe) funkcija (jednostepena, dvostepena), polinom-hiperbola, metoda Blicarda i Keka (Blizard, Keck), o kojima će u daljem tekstu biti nešto više reči, onda se pojam *zakon sagorevanja* ne može smatrati korektnim jer se radi o modelima kojima se na različite načine modelira samo brzina transformacije smeše u produkte, odnosno udeo smeše koji je sagoreo u produkte. U tom slučaju moglo bi se govoriti o modelu koji simulira samo tok dovođenja toplote, kojim se zamenjuje realni proces sagorevanja. Kako se odvija samo sagorevanje u užem smislu reči, u datom trenutku, odnosno položaju kolenastog vratila, ne predstavlja oblast koju pokrivaju ovi modeli. Zato će u ovom radu biti korišćen termin *tok dovođenja toplote* ili *tok oslobađanja toplote* i u tom smislu će biti obezbeđena usklađenost sa terminologijom iz drugih jezika na kojima je pisan najveći deo literature iz ove oblasti (uobičajeno se koriste *Heat Release* u engleskom, tj. *Wärmefreisetzung* u nemačkom jeziku).

Kako modelirati dovođenje toplote tokom faze sagorevanja kod motora? Ili, kako to obaviti na što jednostavniji način, dovoljno jednostavan da se formuliše i konkretno primeni u odgovarajućem programskom okruženju, a da se ne žrtvuje doslednost i detaljnost u simulaciji temperature i pritiska u cilindru? Da li je moguće formulisati model koji bi bio dovoljno jednostavan, a istovremeno dovoljno prediktivan kada su u pitanju zadaci razvoja novih konstrukcija i sistema sagorevanja? To su pitanja koja zaokupljaju pažnju istraživača već dugi niz decenija, ali odgovor i rešenja nisu ni jednostavni ni jednoznačni. Zadatak ovog rada nije nalaženje novoga načina – metode kojom bi se dao odgovor na brojne dileme koje dotiču ovu oblast. Na ovom mestu će biti prikazana kratka analiza nekih tehnika i modela koji su kompatibilni sa osnovnom postavkom dvozonskog modela radnog procesa, i dovoljno su jednostavni za primenu (programiranje), a nisu zahtevni u pogledu korišćenja procesorskog vremena, a istovremeno pružaju dovoljno detaljnu sliku o samom procesu dovođenja toplote. Na raspolaganju stoje sledeće kategorije modela:

- tabelarno zadavanje toka dovođenja toplote u ugaonom domenu;
- aproksimacione matematičke funkcije koje interpretiraju dinamiku dovođenja toplote odnosno trenutnu vrednost i promenu udela sagorele smeše (metoda trougla/četvorougla, kosinusna funkcija, jednostepena i višestepena Vibeova funkcija, poligon-hiperbola);
- fenomenološki modeli koji u obzir uzimaju realnost procesa, uticaj strujno-termodinamičkih parametara i geometrije komore (laminarno i turbulentno zahvatanje plamena).

Na početku treba napomenuti da se problem, načelno, može rešiti na krajnje jednostavan način – primenom prvog rešenja – tabelarnim zadavanjem toka dovođenja toplote u ugaonom domenu, na osnovu poznatih, eksperimentalno dobijenih podataka (indiciranje i naknadna obrada primenom nekog termodinamičkog modela). Takav pristup nije usaglašen sa osnovnom idejom ovog rada s obzirom na to da je cilj doći do parametara koji karakterišu ciklus, pa prema tome i do parametara koji karakterišu sagorevanje, pa se ne može koristiti pristup koji podrazumeva njihovo prethodno poznavanje.

Takođe, iz razmatranja će biti izuzeta i jedna klasa modela iz druge grupe, inače krajnje jednostavna i efikasna – metoda trougla ili četvorougla, jer se takvo

pojednostavljenje, pravdano jednostavnim računom, jednog tako izrazito dinamičkog i složenog procesa kakvo je dovođenje toplote, ne može smatrati primerenim u vremenu apsolutne ekspanzije računarske tehnike. Ipak, mora se priznati da se ova prilično anahrona metoda može sresti i u nekim novijim radovima posvećenim fenomenima detonacije kod benzinskih i gasnih motora (npr. Karim i Gao [45], ili Šrista (Shrestha) i Karim [106]). S obzirom na to da je za prikaz radnog procesa u ovom radu izabran dvozonski model, ima smisla razmotriti nekoliko mogućnosti, odnosno modele koji su sa njim kompatibilni.

5.2 Fenomenološki modeli – model turbulentnog zahvatanja plamena

Ako se proces sagorevanja već predstavlja sa dve zone – zonom produkata i zonom nesagorele smeše, prvi izbor bi mogao da bude fenomenološki model turbulentnog zahvatanja plamena Blizzard–Kek. Model je dobro poznat i često korišćen i detaljniji prikaz modela i nekih osnovnih varijanti može se naći u literaturi [49,50,55,107–110]. U ovom odeljku pažnja neće biti posvećena teorijskim detaljima već praktičnim aspektima primene kako bi se razrešila dilema i izabralo optimalno rešenja za konkretan problem.

5.2.1 Model Blicard–Kek

Na samom početku, neophodno je napomenuti da bez obzira na to što u samom nazivu modela stoji pojam *turbulentno*, izvesna ograničenja postoje. Interesantne pojave, karakteristične za motore koji rade sa homogenom smešom – premetanje smeše, istiskivanje i ciklusne varijacije, kod ovog modela se ne uzimaju u obzir, pa prema tome ne može biti govora o prednosti u odnosu na neke jednostavnije empirijske aproksimacione modele koji će takođe biti razmotreni (npr. Vibe).

U postavci modela polazi se od pretpostavke da se plamen širi u obliku sfere sa centrom koji odgovara poziciji tačke upaljenja, tj. poziciji svećice. To je drugo suštinsko pojednostavljenje, pored onih obuhvaćenih pretpostavkama o zanemarivanju uticaja globalne strujne slike. Namera je jasna i može se opravdati ciljem da se model prilagodi postojećim jednačinama za opis termodinamičkih parametara u cilindru. Uvodi se pretpostavka da se plamen prostire i zahvata nesagorelu smešu brzinom v_e , da do upaljenja vrtloga smeše dolazi trenutno zahvaljujući difuznom transportu radikala (H^+ , OH^- i O^{2-}) i da smeša nastavlja da sagoreva unutar vrtloga laminarnom brzinom. Jednačina kontinuiteta, primenjena za front plamena, glasi:

$$\frac{dm_e}{dt} = \rho_u \cdot A_f \cdot v_e \quad (5.1)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- v_e – brzina zahvatanja nesagorele smeše
- A_f – spoljna površina fronta plamena
- ρ_e – gustina nesagorele smeše

Brzina zahvatanja plamena se, prema uvedenim pretpostavkama, može definisati zbirom difuzione komponente, odnosno laminarne brzine sagorevanja v_{fl} , i konvektivne komponente, odnosno intenziteta turbulencije v_t [50]:

$$v_e = v_{fl} + v_t \quad (5.2)$$

Za izračunavanje laminarne brzine plamena može se koristiti neki od poznatih izraza, ali za primenu kod motora interesantan je izraz koji su dali Blicard i Kek, odnosno varijanta koju su predložili Rouds (Rhodes) i Kek [49,50,109,110] koji u obzir uzima uticaje pritiska, temperature, sastava smeše i količine produkata sagorevanja:

$$v_{fl} = v_{fl0} \cdot \left(\frac{T_u}{T_0}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{p_u}{p_0}\right)^\beta \cdot (1 - 2,06 \cdot x_{RG}^{0,733}) \quad (5.3)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- v_{fl0} – laminarna brzina plamena pri referentnim uslovima (T_0, p_0)
- T_u, p_u – trenutne vrednosti temperature i pritiska nesagorele smeše
- T_0, p_0 – referentne vrednosti temperature i pritiska nesagorele smeše ($T_0=298$ K, $p_0=1,013 \cdot 10^5$ Pa)
- x_{RG} – udeo produkata sagorevanja

Referentna laminarna brzina definisana je kao kvadratna funkcija sastava smeše:

$$v_{fl0} = v_{fl0,max} + B_{fl,\lambda} \cdot \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\lambda_{fl0,max}}\right)^2 \quad (5.4)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- $v_{fl0,max}$ – maksimalna laminarna brzina plamena
 $\lambda_{fl0,max}$ – koeficijent viška vazduha pri kome se dobija $v_{fl0,max}$
 $B_{fl\lambda}$ – koeficijent proporcionalnosti

Eksponenti za temperaturski i pritisni član izračunavaju se empirijskim linearnim funkcijama koje za propan, izooktan i metanol imaju sledeći oblik [49] (mada se u literaturi mogu naći i drugačiji izrazi za univerzalnu primenu kod ugljovodoničnih goriva):

$$\alpha = 2,18 - 0,8 \cdot \left(\frac{1}{\lambda} - 1\right) \quad (5.5)$$

$$\beta = -0,16 - 0,22 \cdot \left(\frac{1}{\lambda} - 1\right) \quad (5.6)$$

Diferencijalna jednačina dovođenja toplote svodi se na izračunavanje promene mase produkata. Do nje će se doći izračunavanjem razlike ukupne mase zahvaćene plamenom (integraljenje izraza za promenu mase gasa zahvaćenog plamenom) i ukupne mase produkata:

$$\frac{dm_b}{dt} = \frac{m_e - m_b}{\tau_b} \quad (5.7)$$

Parametar τ_b se uobičajeno definiše kao vreme potrebno za sagorevanje pojedinačnog vrtloga i dobija se kao odnos karakteristične razmere vrtloga L_e i brzine laminarnog plamena v_{fl} :

$$\tau_b = \frac{L_e}{v_{fl}} \quad (5.8)$$

Na ovom mestu neophodno je dati kratak komentar i procenu mogućnosti primene metode u konkretnom slučaju. Na prvi pogled, metoda je jednostavna i u programerskom smislu ne zahteva poseban napor. Izrazi i funkcije su jednostavnog oblika, podrška za određivanje potrebnih numeričkih vrednosti pojedinih koeficijenata je solidna i može se naći u literaturi. Međutim, izraz kojim je definisana masa zahvaćena plamenom ne daje pravu sliku o složenosti modela. Početna pretpostavka o načinu prostiranja plamena i njegovom obliku implicira poznavanje geometrije radnog

prostora i razvoj programske rutine – posebnog geometrijskog podmodela koji bi morao da reši dva konkretna problema:

- određivanje trenutne vrednosti površine fronta plamena $A_f(\varphi)=f(\varphi, p, T_w, T_b, \lambda, V_b(\varphi)/V(\varphi))$;
- određivanje površine kvašenja svake od zona $A_{w,b}(\varphi), A_{w,u}(\varphi)=f(\varphi, p, T_w, T_b, \lambda, V_b(\varphi)/V(\varphi))$.

Za rešenje ovog zadatka neophodno je detaljno poznavanje geometrije komore i na osnovu toga, sprovođenje postupka planimetrisanja komore. Do geometrije komore može se doći uvidom u tehničku dokumentaciju za cilindarsku glavu i razvojem modela u nekom od programskih paketa za 3D projektovanje, ili snimanjem geometrije konkretne komore na odgovarajućoj numeričkoj mernoj mašini ili obradnom centru. Položaj fronta plamena (trenutni radijus) i trenutna površina fronta plamena izračunavaju se za svaki diskretan korak integracije sistema jednačine i u pogledu korišćenja procesorskih resursa ne predstavlja najracionalnije rešenje.

Drugu vrstu problema predstavlja određivanje vrednosti vremena sagorevanja vrtloga τ_b , intenziteta turbulencije v_t i razmere mikrovrtloga L_e . Ti parametri podležu identifikaciji za konkretan motor, odnosno radni režim i za njihovo određivanje neophodno je uvođenje dopunskih modela za turbulentnu kinetičku energiju, razvoj turbulencije u graničnom sloju i funkcija za određivanje intenziteta turbulencije. Više detalja o tom postupku može se naći u Filipijevom radu [111].

5.3 Aproksimacioni modeli

Primena neprekidnih, kontinualno diferencijabilnih matematičkih funkcija za aproksimaciju toka dovodenja toplote kod motora predstavlja danas uobičajeno rešenje u simulacijama radnog procesa motora. Ako se posmatra odnos brzine izvršenja programskog kôda, jednostavnosti, efikasnosti, detaljnosti i tačnosti, verovatno je teško naći bolje rešenje. Ukoliko se problem posmatra iz ugla primene kod nultodimenzionalnih modela, mora se istaći i visok stepen usaglašenosti sa osnovnim postavkama modela. Ove funkcije najčešće proističu iz statističkih analiza parametara koji karakterišu tok sagorevanja kod realnih motora.

Najjednostavniji primer predstavlja model zasnovan na kosinusnoj funkciji (primer primene može se naći kod Fergusona [47]). Model je izuzetno jednostavan za

implementaciju u programski kôd, ali je njegova primena vrlo ograničena jer zbog svoje prirode, kosinusna funkcija daje simetričan diferencijalni tok dovođenja toplote, pa se, bar u izvornoj formi, ne može primeniti za modeliranje početne faze sagorevanja. Kod novijih kategorija motora kod kojih se uočavaju jasne promene u toku sagorevanja u odnosu na konvencionalne sisteme sagorevanja, naročito u završnoj fazi (npr. benzinski motori sa direktnim ubrizgavanjem goriva), ideja o simetričnom diferencijalnom toku oslobađanja toplote mora biti odbačena.

5.3.1 Model Vibe

Svakako najpoznatiji i najčešće korišćen model iz ove kategorije je Vibeova (Wiebe) funkcija. Nabrojanje radova u kojima je taj model primenjen potpuno je bespredmetno. Umesto toga biće naveden noviji pregledni Gojelov (Ghojel) [112] rad posvećen upravo ovom modelu, u kome je citirano više od 110 izabranih i relevantnih referenci. U ovom odeljku će biti prikazana kratka analiza modela i specifični oblici primene koji su interesantni za simulaciju radnog procesa u ovom radu.

Imajući u vidu da se radi o jednom od najstarijih i najčešće korišćenih modela u oblasti motorske tehnike (prvi put objavljen 1954. god.), postoji opasnost da preovlada utisak da se o modelu sve zna, posebno zbog činjenice da je njegova formulacija izuzetno jednostavna. Model je toliko često korišćen da se, prema Gojelovom zapažanju, često navodi bez pozivanja na izvor iz koga je preuzet.

Vibe je pri formulaciji modela pošao od pretpostavke da je relativna promena broja molova glavnih reaktanata proporcionalna relativnoj gustini tzv. *efektivnih centara*, odnosno visoko reaktivnih radikala hidroksilne grupe (OH^-) koja nastaje u reakcijama atomskog vodonika i molekula kiseonika, odnosno atomskog kiseonika i molekula vodonika:



Relativna promena broja molova glavnih reaktanata data je na sledeći način:

$$\frac{dN}{N} = -n \cdot \rho \cdot dt \quad (5.11)$$

Integracijom prethodnog izraza u granicama (0– t), dobija se sledeći izraz:

$$N = N_o \cdot e^{\int_0^t n \cdot \rho \cdot dt} \quad (5.12)$$

Uvođenjem izraza za udeo sagorelih reaktanata i pretpostavke o eksponencijalnoj promeni relativne gustine sa vremenom:

$$x = \frac{N_o - N}{N_o} \quad (5.13)$$

$$\rho = k \cdot t^m \quad (5.14)$$

dolazi se do izraza za relativni udeo sagorelih reaktanata:

$$x(t) = 1 - e^{-\frac{n \cdot k}{m+1} t^{m+1}} = 1 - e^{-\frac{K}{m+1} t^{m+1}} \quad (5.15)$$

odnosno do diferencijalnog oblika (brzina sagorevanja, odnosno brzine dovođenja toplote):

$$\frac{dx(t)}{dt} = K \cdot t^m \cdot e^{-\frac{K}{m+1} t^{m+1}} = 1 - e^{-\frac{K}{m+1} t^{m+1}} \quad (5.16)$$

gde je parametar m definisan kao eksponent oblika diferencijalnog toka sagorevanja (dovođenja toplote). Iz strukture izraza se zaključuje da hemijske reakcije slabe i postepeno nestaju i da relativni udeo sagorele smeše x teži jedinici kada vreme teži beskonačnosti:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} (x) = \lim_{t \rightarrow \infty} \left(1 - e^{-\frac{K}{m+1} t^{m+1}} \right) \rightarrow 1 \quad (5.17)$$

Prethodni izraz prikazuje idealizovani slučaj. Realnost je, međutim, drugačija i sagorevanje predstavlja konačan proces, pa ako se trajanje sagorevanja ograniči na t_{CD} , izraz za relativni udeo sagorele smeše (reaktanata) ima sledeći oblik:

$$x(t_{CD}) = 1 - e^{-\frac{K}{m+1} t_{CD}^{m+1}} \quad (5.18)$$

Logaritmovanjem izraza (5.15) i (5.18) i njihovim deljenjem, dolazi se do poznate Vibeove relacije u vremenskom domenu:

$$x(t) = 1 - e^{-C \cdot \left(\frac{t}{t_{CD}}\right)^{m+1}} = 1 - e^{-\ln(1-x_{cd}) \cdot \left(\frac{t}{t_{CD}}\right)^{m+1}} \quad (5.19)$$

Zavisnost parametra C od pretpostavljene krajnje vrednosti udela sagorele smeše prikazana je u Tab. 5.1. Vibe je pretpostavio da sagori 99,9% smeše, pa u izvornom obliku uobičajeno figuriše zaokružena vrednost za parametar $C = -6,908$.

Tab. 5.1 – Zavisnost konstante C i pretpostavljenog udela sagorele smeše na kraju sagorevanja

x_{CD}	0,990	0,992	0,994	0,996	0,998	0,999
C	-4,60517	-4,82831	-5,116	-5,52146	-6,21461	-6,90776

Konačno, neophodno je uvesti odgovarajuću transformaciju, kako bi bilo moguće primeniti model u ugaonom domenu, tj. u ugaonom intervalu tokom kog se obavlja sagorevanje. Izrazi za relativni udeo sagorele smeše (S -funkcija) i diferencijalni tok u ugaonom domenu glase:

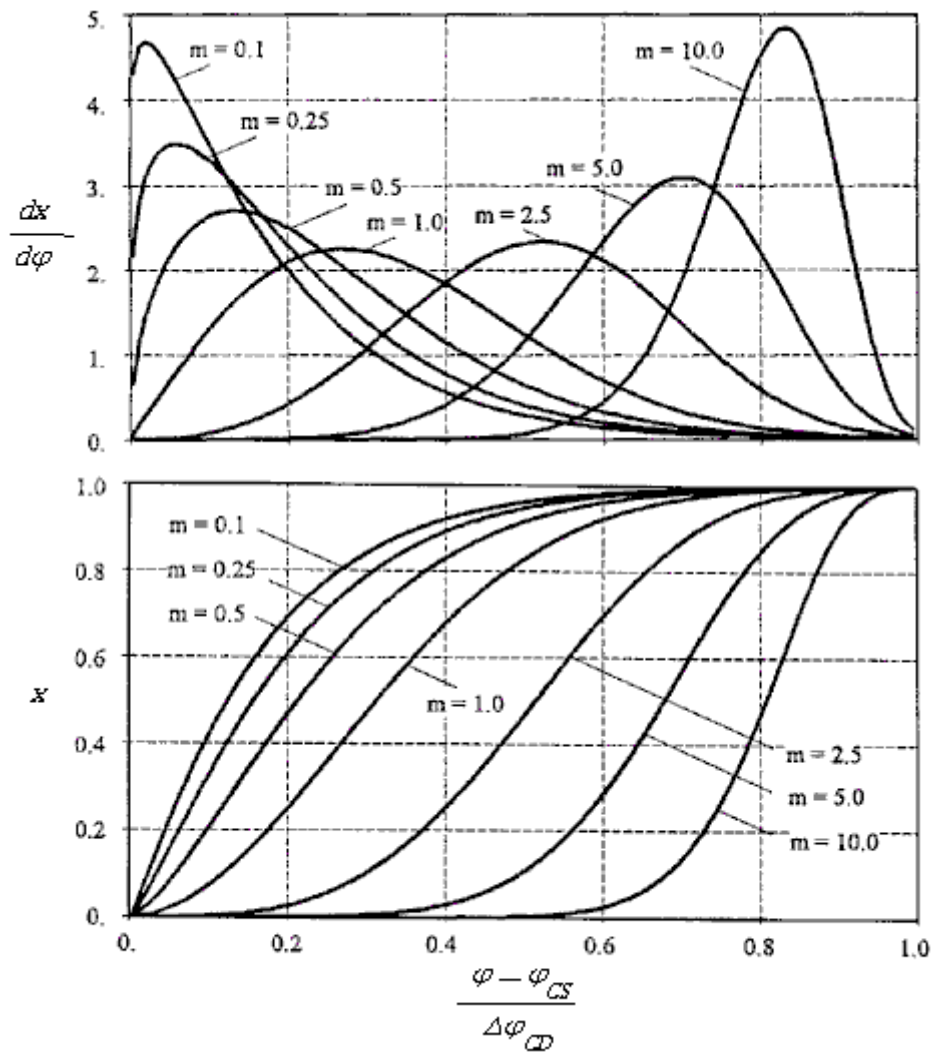
$$x(\varphi) = 1 - e^{-C \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{CS}}{\Delta\varphi_{CD}}\right)^{m+1}} \quad (5.20)$$

$$\frac{dx(\varphi)}{d\varphi} = \frac{C \cdot (m+1)}{\Delta\varphi_{CD}} \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{CS}}{\Delta\varphi_{CD}}\right)^m \cdot e^{-C \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{CS}}{\Delta\varphi_{CD}}\right)^{m+1}} \quad (5.21)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- φ_{CS} – ugao početka sagorevanja
- φ – tekući ugaoni položaj KV
- $\Delta\varphi_{CD}$ – trajanje sagorevanja u ugaonom domenu

Prikaz uticaja parametra oblika m na relativni udeo sagorele smeše i diferencijalni tok sagorevanja prikazan je na Sl. 5.1. Sličan prikaz se može dati i za slučaj varijacije udela sagorele smeše x_{CD} . Uočava se da se simetričan diferencijalni tok dobija za vrednosti $m \approx 2,5$, a sam Vibe je za kategoriju benzinskih motora predložio opseg $m=2-4$. Hejvud [49] za istu kategoriju motora predlaže diskretne vrednosti $m=2$ i $C=5$, ali je jasno da se ta kombinacija ne može koristiti univerzalno za svaki diskretan režim i svaki konkretan tip motora. Određivanju parametra oblika i dužine sagorevanja, koja ovim analizama nije ni dotaknuta, biće posvećena posebna pažnja, s obzirom na činjenicu da je upravo to predmet istraživanja, pa će biti razmotrene neke od dostupnih tehnika za određivanje granica i inicijalnih vrednosti.



Sl. 5.1 – Uticaj vrednosti parametra oblika m na diferencijalni tok sagorevanja i relativni udeo sagorele smeše

Treba napomenuti da postoje i drugačije formulacije Vibeove funkcije u ugaonom domenu, od kojih treba posebno spomenuti originalan Jankovljević [53] pristup za izračunavanje redukovano relativnog udela i redukovano izvoda udela sagorele smeše, odnosno goriva u funkciji redukovano ugla sagorevanja.

Vibeova funkcija ima široku primenu zbog činjenice da se podešavanjem samo dva parametra – ugaonog intervala sagorevanja $\Delta\varphi_{CD}$ i parametra oblika m , može dobiti gotovo neograničen broj aproksimacionih krivih. Može se pretpostaviti da se ovim jednostavnim modelom može aproksimirati gotovo svaki realni tok sagorevanja, odnosno dovođenja toplote, ali to, nažalost, nije tačno. Za drugačije sisteme sagorevanja, neophodno je primeniti nešto složeniji postupak. Kod motora sa

unutrašnjim formiranjem smeše i heterogenom smešom, uobičajeno se koristi dvostepena Vibeova funkcija [50,51,53], ali kao i u slučaju jednostepene funkcije, i u ovom slučaju može se naći još nekoliko interesantnih oblika. Detaljan pregled primene složenijih formi Vibeove funkcije može se naći u pomenutom Ghojelovom radu [112], i to: dvostepenih funkcija kod dizel-motora u radovima Pugačova (Pugachov), Gojela, Votsona (Watson), Mijamota (Myamoto), Vita (Witt), Egnela (Egnell) ili Kumara (Kumar), kod HCCI motora u radovima Gliena (Glewen) ili Jašara (Yaşar), ali i trostepenih funkcija u radu Bilčan (Bilčan). Na kraju treba konstatovati da je Vibeov model široko zastupljen i u komercijalno dostupnim programskim paketima za simulaciju radnog procesa motora (npr. Ricardo Wawe, Lotus LESoft, AVL Boost, Imagine.Lab AMESim itd.).

Imajući u vidu jednostavnu primenu, izuzetno dobru podršku u literaturi i činjenicu da je postupak verifikovan u izuzetno velikom broju slučajeva (različite kategorije motora, različiti sistemi sagorevanja, različita goriva, različiti radni režimi), ne može se izbeći utisak da se Vibeova funkcija nameće kao optimalno rešenje, uprkos tome što jasne veze sa fizikalnošću procesa sagorevanja nema. U literaturi se mogu naći tumačenja koja ističu da prediktivnost Vibeove funkcije nije impresivna jer ne postoji model koji bi složene uticaje pritiska, temperature, strujne slike, sastava gasa i geometrijskih karakteristika komore dosledno interpretirao pri određivanju dva ključna parametra m i $\Delta\varphi_{CD}$, a tome u prilog ide i činjenica da je i sam Vibe imao težak zadatak da interpretira fizičku suštinu parametra m . Ipak, treba reći da prediktivnost, u apsolutnom smislu, nije karakteristika ni modela sa turbulentnim zahvatanjem plamena. Nameće se zaključak da je u oba slučaja, i u aproksimacionom Vibeovom modelu, i u fenomenološkom modelu za turbulentno zahvatanje plamena koji se koristi u kvazidimenzionalnim modelima radnog procesa, neophodno identifikovati vrednosti određenog broja parametara, i da se bez toga nijedan od navedenih modela ne može ispravno koristiti. Takođe, analiza pokazuje da je složenost postupka i obim posla koji treba obaviti veći u slučaju fenomenoloških modela za turbulentno zahvatanje plamena, i da je pored samog razvoja i programiranja modela potrebno pretprocesirati znatnu količinu podataka za opis geometrije komore i razviti odgovarajuće geometrijske module za određivanje trenutne vrednosti radijusa i površine fronta plamena. Kao i u slučaju nekih drugih podmodela, o kojima će biti reči u posebnim odeljcima, i ovde će biti primenjen najracionalniji mogući pristup uz zadovoljenje kriterijuma tačnosti i

detaljnosti. Ovde se, pre svega, ima u vidu činjenica da se simulacija rada motora ne sprovodi na uobičajen način – kopiranjem i faznim pomeranjem rezultata simulacije procesa u master cilindru, već se proces simulacije radnog procesa sprovodi iterativno, za svaki cilindar nezavisno uz istovremenu optimizaciju seta relevantnih uticajnih parametara. Imajući u vidu da fenomenološki modeli i kvazidimenzioni pristup neće doprineti poboljšanju tačnosti, ali će značajno uticati na angažovanje procesorskog vremena, u ovom radu će za simulaciju toka oslobađanja toplote tokom sagorevanja biti primenjena Vibeova jednostepena funkcija.

U daljem tekstu, u okviru teme koja se odnosi na simulaciju toka oslobađanja toplote tokom sagorevanja, pažnja će biti posvećena problemu izračunavanja karakterističnih parametara Vibeove funkcije i primeni novih postupaka radi smanjenja obima proračuna ciklusa.

5.4 Parametar oblika i interval sagorevanja

Kako je već navedeno, u literaturi se mogu naći opšte preporuke za izbor vrednosti karakterističnih parametara jednostepene Vibeove funkcije. Međutim, to nije dovoljan uslov za uspešnu simulaciju procesa oslobađanja toplote i ova napomena važi u opštem slučaju, za sve kategorije motora i sve sisteme sagorevanja. Direktna primena preporuka je sporna, jer one ne uključuju složene uticaje pritiska, temperature, koncentracije produkata sagorevanja, sastava smeše, strujne slike i geometrije komore, pa se mogu očekivati odstupanja u konačnim rezultatima. Kolika će odstupanja biti, zavisi od iskustva i osećaja inženjera koji sprovodi simulaciju, a bolji rezultat se može očekivati ukoliko za dati motor postoji eksperimentalna verifikacija na dovoljno reprezentativnom broju uzoraka.

Tokom 80-ih i 90-ih godina prošlog veka obavljena su istraživanja čiji je cilj bio da se dođe do aproksimacionih funkcija koje bi uključile navedene uticaje i na izlazu dale vrednosti parametra oblika m i ukupnu dužinu trajanja sagorevanja $\Delta\varphi_{CD}$, čime bi se prediktivnost jednostepene Vibeove funkcije značajno poboljšala. Za konkretnu primenu kod benzinskih motora posebno su interesantni radovi Ksalnera (Csallner, 1981) i Vita (Witt, 1999). Kratak prikaz tih metoda dao je Merker [51]. Iz te dve, međusobno vrlo slične metode izračunavanja parametara Vibeove funkcije preko niza multiplikativnih članova, kasnije su razvijene još dve vrlo efikasne i interesantne metode koje će biti primenjene u ovom radu. Prvi model dao je Lindstrem (Lindström)

[113,114] i u svojim radovima detaljno prikazao Ksalnerov i Vitov model, kao i poredenje nekih eksperimentalnih rezultata. Drugi model od interesa za ovaj rad razvio je Bonatesta [115,116].

Ako se postavi pitanje koji od ova četiri pristupa primeniti u konkretnom slučaju identifikacije parametara modela optimizacijom funkcionala greške ugaone brzine, odgovor nije ni jednostavan ni jednoznačan. Principijelno, nijedan od navedenih modela ne može se primeniti direktno jer razlika između motora na kojima su izvršene verifikacije svakog od modela i konkretnog motora koji je korišćen u ovom radu postoje, i kada se analizira ovaj aspekt problema, može se primeniti ista analogija koja važi i kod primene modela za prenos toplote – korektna primena modela zahteva fine korekcije za prilagođenje konkretnom slučaju. Ipak, svaki od modela, uz manje ili više intervencija, omogućiće relativno dobru procenu početnih vrednosti za parametre Vibeove funkcije, čije će konačne vrednosti biti dobijene višekriterijalnom optimizacijom. Svakako, ovaj postupak bi bilo moguće sprovesti i bez korektno procenjenih početnih vrednosti parametara Vibeove funkcije, ali se obim iterativnog numeričkog proračuna za četiri cilindra na taj način drastično uvećava. Drugi problem se odnosi na zadavanje realnih granica za optimizaciju svakog od parametara, pa je u tom smislu, primena ovih modela potpuno opravdana, i štaviše, poželjna. Analiza će obuhvatiti sva četiri modela, kako bi se došlo do kombinovanog postupka za određivanje inicijalnih vrednosti i granica optimizacije svakog od parametara Wiebeove funkcije.

Treba napomenuti da postoje i drugačiji pristupi koji su razvijeni za potrebe simulacije radnog procesa konkretnog tipa motora, pa dobijene aproksimacione funkcije za karakteristične parametre Vibeove funkcije nemaju univerzalan značaj. Tipičan primer je rad Galinda i grupe autora [117] u kome je dat prikaz razvoja parametara Vibeove funkcije za dvotaktni benzinski motor, ili Kumarov rad [118] u kome je dat prikaz izračunavanja ugla zakašnjenja upaljenja i ukupnog trajanja sagorevanja. Bajraktar (Bayraktar) [119,120] je trajanje sagorevanja računao koristeći model turbulentnog zahvatanja plamena i dao odgovarajuće korelacije za benzinska goriva i etanol [119,120].

5.4.1 Modeli Ksalnera i Vita

Modeli koje su za izračunavanje parametara Vibeove funkcije predložili Ksalner i Vit po strukturi su gotovo identični. Oba modela omogućavaju izračunavanje multiplikativnih članova u funkcijama za modeliranje zakašnjenja upaljenja, trajanja sagorevanja i parametra oblika Vibeove funkcije (*S-funkcija*).

Pošto se kod benzinskih motora sagorevanje inicira spoljnim izvorom energije, određivanje početka sagorevanja kao u slučaju dizel-motora, preko ugla početka ubrizgavanja i ugla kašnjenja sagorevanja, koji se može prikazati relativno jednostavnim empirijskim funkcijama, nije jednostavno. U termodinamičkim analizama realnih ciklusa, međutim, može se pokazati da postoji jasno uočljivo vremensko, odnosno ugaono kašnjenje između trenutka preskakanja varnice i primetnog porasta oslobođene toplote, pri čemu se 5% sagorele smeše najčešće uzima kao referentna vrednost za taj proces, mada pristup nije usaglašen i različiti autori koriste različite vrednosti kao reprezent početka sagorevanja (1%, 2%, 5% ili 10%). Dobar pregled i analizu ovog problema dao je Zervas (Zervas) [121]. Ovo kašnjenje predstavlja samo jedan od parametara na koji utiču radni i termodinamički parametri, strujna slika, sastav gasa. Ksalner je pokušao da utvrdi uticaj ovih činilaca na karakteristične parametre Vibeove funkcije tako što je kroz seriju eksperimenata analizirao sagorevanje u cilindru benzinskog motora i pri tome nezavisno varirao pojedine uticajne faktore. Karakteristični parametri prikazani su kao funkcije referentnih vrednosti za ugao zakašnjenja upaljenja $\varphi_{IGD,o}$, trajanja sagorevanja $\Delta\varphi_{CD,o}$ i parametra oblika Wiebeove funkcije m_o , respektivno:

$$\Delta\varphi_{IGD} = \varphi_{IGD,o} \cdot \prod_i f_i = \Delta\varphi_{IGD,o} \cdot f_{\varphi_{CS}} \cdot f_n \cdot f_p \cdot f_T \cdot f_{x_{RG}} \cdot f_\lambda \quad (5.22)$$

$$\Delta\varphi_{CD} = \Delta\varphi_{CD,o} \cdot \prod_i g_i = \Delta\varphi_{CD,o} \cdot g_{\varphi_{CS}} \cdot g_n \cdot g_p \cdot g_T \cdot g_{x_{RG}} \cdot g_\lambda \quad (5.23)$$

$$m = m_o \cdot \prod_i h_i = m_o \cdot h_{\varphi_{CS}} \cdot h_n \cdot h_p \cdot h_T \cdot h_{x_{RG}} \cdot h_\lambda \quad (5.24)$$

Svaki od članova definisan je na identičan način kao količnik aproksimacionih polinoma za traženo i referentno stanje, i njegov opšti oblik se može prikazati na primeru jednog člana koji se odnosi na dužinu trajanja sagorevanja:

$$g_i = \frac{G_i}{G_{i,o}} \quad (5.25)$$

Na osnovu tako definisanih parametara, početak sagorevanja koji figuriše u Wiebeovoj funkciji mora biti određen kao zbir ugla preskakanja varnice φ_{IGN} i ugla kašnjenja upaljenja $\Delta\varphi_{IGD}$:

$$\varphi_{CS} = \varphi_{IGN} + \Delta\varphi_{IGD} \quad (5.26)$$

Multiplikativni članovi, sa opštim oznakama f_i , g_i i h_i detaljno su prikazani u literaturi [51,113,114]. Funkcije su verifikovane za niske vrednosti udela zaostalih produkata x_{RG} . (0–5%), dok je opseg koeficijenta viška vazduha λ dat u relativno širokim granicama 0,7–1,2, posebno sa stanovišta aktuelnog stanja tehnike. Korekcije ovih vrednosti dao je Vit i proširio ih na benzinske motore sa prigušenjem i bez njega (potpuno promenljiva šema razvoda bez upotrebe leptira), zadržavajući istu formulaciju modela:

$$\Delta\varphi_{IGD} = \Delta\varphi_{IGD,o} \cdot \prod_i f_i = \Delta\varphi_{IGD,o} \cdot f_{\varphi_{CS}} \cdot f_n \cdot f_{w_i} \cdot f_{x_{RG}} \quad (5.27)$$

$$\Delta\varphi_{CD} = \Delta\varphi_{CD,o} \cdot \prod_i g_i = \Delta\varphi_o \cdot g_{\varphi_{CS}} \cdot g_n \cdot g_{w_i} \cdot g_{x_{RG}} \quad (5.28)$$

$$m = m_o \cdot \prod_i h_i = m_o \cdot h_{\varphi_{CS}} \cdot h_n \cdot h_{w_i} \cdot h_{x_{RG}} \quad (5.29)$$

Funkcije u opštem obliku i vrednosti koeficijenata za slučaj benzinskog motora sa prigušnim leptirom za Vitov model mogu se naći u literaturi [51,113,114]. Odmah se može uočiti da je formulacija nešto jednostavnija jer isključuje uticaj sastava smeše. To pojednostavljenje je očigledno motivisano činjenicom da savremeni benzinski motori rade sa uskim granicama regulacije sastava smeše, a treba imati u vidu vremensku distancu između navedenih radova i činjenicu da je Ksalner eksperimentalnu verifikaciju sproveo na motoru sa karburacijom kod koga je raspon vrednosti koeficijenta viška vazduha, ipak, znatno širi. Takođe, pojedinačni uticaji pritiska i temperature gasa zamenjeni su članom koji u obzir uzima indicirani rad. Taj detalj unosi izvesne poteškoće jer je za izračunavanje tog člana neophodno prethodno poznavanje

toka pritiska u funkciji ugla kolenastog vratila. Ukoliko indicirani rad nije eksplicitno poznat, a najčešće je slučaj upravo takav, može se koristiti iskustveni podatak ili se može primeniti iterativni postupak. U tom slučaju se najpre pretpostave neke vrednosti za karakteristične parametre Vibeove funkcije, sprovede se simulacija kompletnog radnog ciklusa sa sagorevanjem za dati radni režim, a zatim se dobijena vrednost indiciranog rada u drugoj iteraciji koristi za tačniji proračun. Treba ipak voditi računa da se ukupna efikasnost proračuna ciklusa narušava primenom ovog modela.

Na kraju analize ova dva modela, mora se skrenuti pažnja na jedan detalj – da su sve tri funkcije definisane u odnosu na neko referentno stanje, odnosno referentni režim za koji su vrednosti traženih parametara zakašnjenja upaljenja $\Delta\varphi_{IGD,o}$, trajanja sagorevanja $\Delta\varphi_{CD,o}$ i parametra oblika Vibeove funkcije m_o , unapred poznati. Razume se da je za primenu ovih metoda neophodno obaviti indiciranje motora i identifikovati referentne vrednosti, a zatim primenom funkcija u jednom od predloženih oblika sprovesti simulaciju radnog procesa motora u širem radnom polju.

5.4.2 Model Lindstrem

Oba prethodno navedena modela imaju jednostavnu strukturu, ali slede logiku koja je korišćena pri formulaciji sličnih modela za dizel-motore, i uvode izračunavanje ugla zakašnjenja upaljenja. Prema izvornoj Vibeovoj zamisli, aproksimaciona funkcija za udeo sagorele smeše ili goriva tako je formulisana da može da obuhvati i tu fazu procesa, mada se i u njegovim originalnim radovima uočavaju odstupanja između simuliranih i eksperimentalnih vrednosti u početnoj i završnoj fazi sagorevanja. Polazeći upravo od te ideje, Lindstrem (Lindström) [113,114] predlaže redukovani model za izračunavanje ukupnog trajanja sagorevanja $\Delta\varphi_{CD}$, ali koristi istu strukturu modela kao Ksalner i Vit:

$$\Delta\varphi_{CD} = \Delta\varphi_{CD,o} \cdot \prod_i g_i = \Delta\varphi_{CD,o} \cdot g_{vfl} \cdot g_{\varphi_{IGN}} \cdot g_n \quad (5.30)$$

u kome figurišu sledeći uticajni članovi:

- g_{vfl} – funkcijski član koji uzima u obzir uticaj sastava smeše, udela zaostalih produkata sagorevanja, pritiska i temperature preko laminarne brzine prostiranja plamena
- $g_{\varphi_{IGN}}$ – funkcijski član koji uzima u obzir uticaj ugla pretpaljenja

g_n – funkcijski član koji uzima u obzir uticaj strujne slike preko broja obrtaja kolenastog vratila

Lindstrem je pokušao da uticaje pritiska, temperature, sastava smeše i udela produkata sagorevanja modelira jedinstvenim članom preko laminarne brzine prostiranja plamena. Za to je iskoristio model Blicard–Kek, odnosno varijantu Roudsa i Keka sa korekcijom za uticaj prisustva zaostalih produkata sagorevanja [110]:

$$G_{v_{fl}} = \frac{1}{v_{fl}(p_{\varphi_{IGN}}, T_{\varphi_{IGN}}, \lambda, x_{RG})} \quad (5.31)$$

Uticaj ugla pretpaljenja prikazan je kvadratnom aproksimacionom funkcijom:

$$G_{\varphi_{IGN}} = 1,60 - 0,053 \cdot \varphi_{IGN} + 9,1 \cdot 10^{-4} \cdot \varphi_{IGN}^2 \quad (5.32)$$

Uticaj broja obrtaja nije uzet kroz član koji se odnosi na laminarnu brzinu prostiranja plamena, pa se uvodi poseban član koji po strukturi odgovara onom koji je predložio Vit. Koeficijenti su izmenjeni i usklađeni sa eksperimentalnim podacima:

$$G_n = 2,13 - \frac{55,5}{\sqrt{n}} \quad (5.33)$$

Najinteresantniji deo modela odnosi se na određivanje parametra oblika m . Lindstrem je uočio da vrednost parametra oblika opada sa povećanjem dužine trajanja sagorevanja za dati broj obrtaja, ali i da globalno opada sa porastom broja obrtaja. Eksperimentalni rezultati za nekoliko karakterističnih brojeva obrtaja, koji ukazuju na ovaj trend, prikazani su na . Ova zavisnost prikazana je kombinacijom linearnih članova koji se odnose na dužinu sagorevanja i broj obrtaja motora:

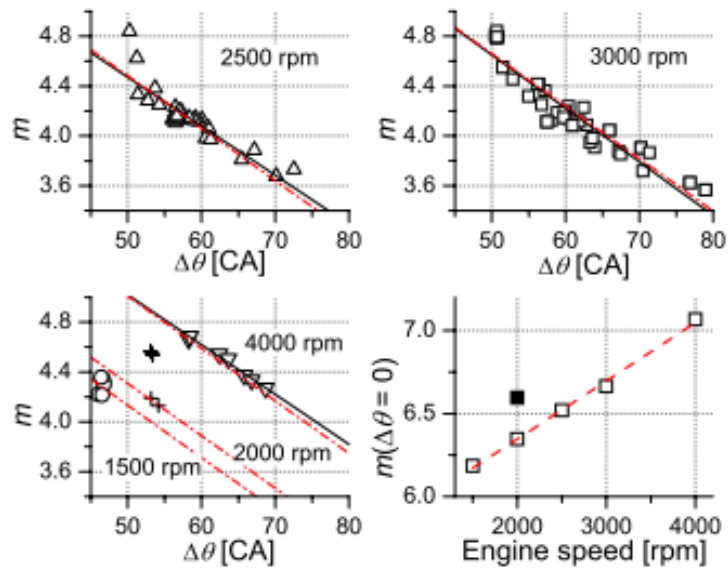
$$m = -0,0421 \cdot \Delta\varphi_{CD} + 3,51 \cdot 10^{-4} \cdot n + 5,71 \quad (5.34)$$

Navedena funkcija važi za dati radni režim, a može se primeniti i u diferencijalnom obliku u odnosu na poznate referentne vrednosti $\Delta\varphi_{CD,o}$ i n_o :

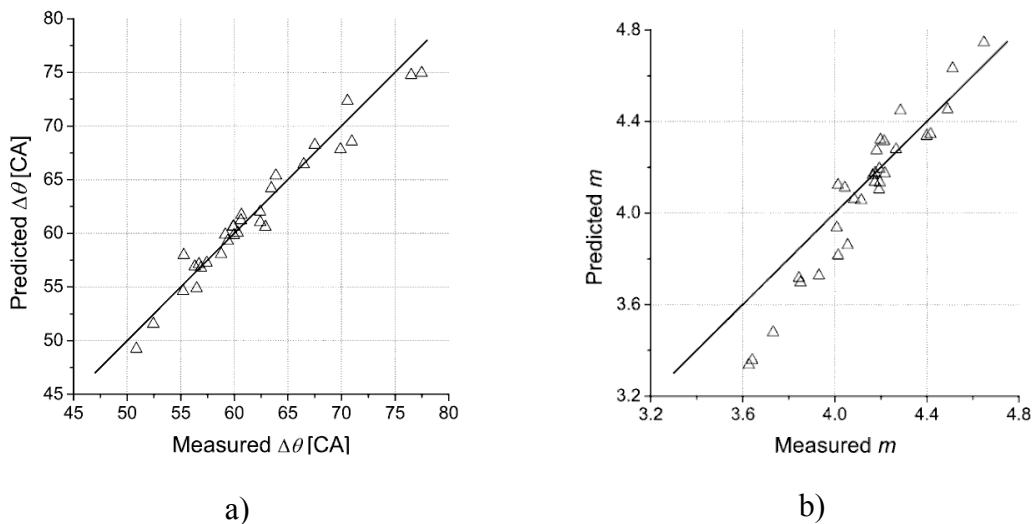
$$m = m_o - 0,0421 \cdot (\Delta\varphi_{CD} - \Delta\varphi_{CD,o}) + 3,51 \cdot 10^{-4} \cdot (n - n_o) \quad (5.35)$$

Model je verifikovan na natpunjenom benzinskom motoru na oko 300 radnih režima, pa se u tom smislu može smatrati dovoljno relevantnim. Lindstrem je pokazao zavidan stepen poklapanja sa rezultatima Vitovog modela. Rezultati eksperimentalne

verifikacije modela za izračunavanje oba karakteristična parametra, prikazani su na . Lindstremov model je značajno jednostavniji od prethodno prikazanih modela Ksalnera i Vita, ali je i za njegovu korektnu primenu neophodno odrediti referentne vrednosti ukupnog ugla sagorevanja i parametra oblika. Povoljna okolnost je mogućnost direktnog izračunavanja parametra oblika m ukoliko je poznata vrednost ukupnog trajanja sagorevanja $\Delta\varphi_{CD}$.



Sl. 5.2 – Zavisnost parametra oblika Vibeove funkcije m i trajanja sagorevanja $\Delta\varphi_{CD}$ za različite brzinske režime [113,114]



Sl. 5.3 – Rezultati eksperimentalne verifikacije modela Lindstrema [113,114]: a) ugao sagorevanja; b) parametar oblika Vibeove funkcije

Kod Lindstremovog modela, obim računa je manji jer su funkcije jednostavnije, a nema proračuna perioda zakašnjenja upaljenja. Posebna prednost je direktna veza dužine sagorevanja i parametra oblika m , pa bi u slučaju primene optimizacione metode za identifikaciju ovih parametara, mogla biti iskorišćena ideja spregnutih empirijskih i optimizacionih postupaka. Jedan parametar bi bio procenjen, npr. dužina sagorevanja, a parametar oblika bi na osnovu toga, za zadati broj obrtaja bio izračunat aproksimacionom funkcijom datom u izrazu (5.34). Postupak može biti i obrnut, a konačan izbor bi zavisio od toga koji od parametara je moguće lakše i pouzdanije proceniti za dati radni režim. U tom smislu je interesantan Bonatestin rad, koji daje rešenje problema procene oba parametra nezavisno od referentnih vrednosti.

5.4.3 Model Bonatesta

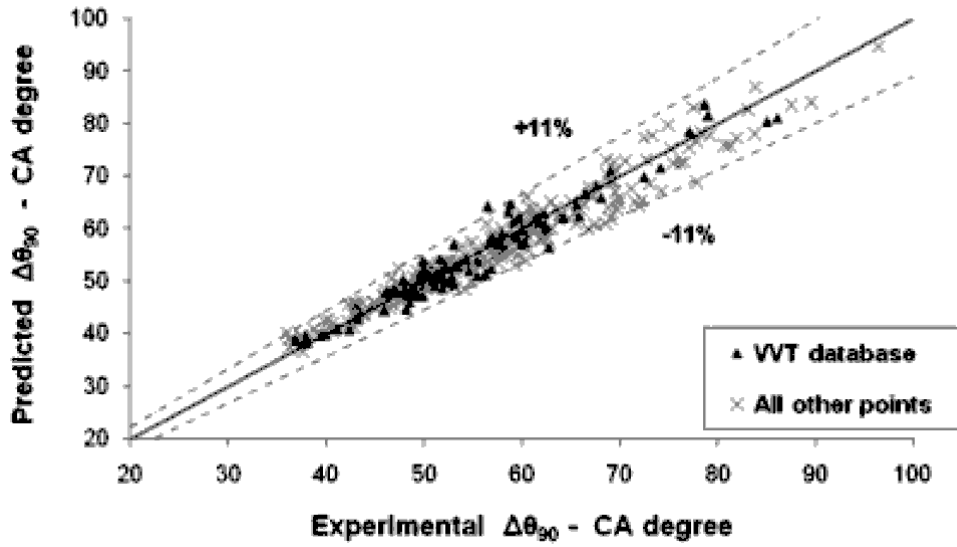
Model koji je predložio Bonatesta razlikuje se od prethodno analiziranih modela Ksalnera, Vita i Lindstrema u tome što za primenu nije potrebno poznavanje referentnih vrednosti dužine trajanja sagorevanja i parametra oblika. Kao i Lindstrem, i Bonatesta ne tretira parametar kašnjenja upaljenja. Za razliku od Lindstrema, koji je model formulisao i verifikovao prema dužini trajanja sagorevanja za $x=99,9\%$, Bonatesta je identifikaciju konstanti u svom modelu obavio na delu krive koja odgovara relativnom udelu sagorele smeše od 90%. Ovo je motivisano činjenicom da se u završnoj fazi sagorevanja mogu javiti znatna odstupanja u obliku *S-krive*, što pri identifikaciji parametara može uticati na tačnost, posebno kada je u pitanju deo koji se odnosi na glavno sagorevanje. Zato je interval za identifikaciju sužen na $x=0-90\%$, umesto onog koji je koristio Lindstrem, i koji se inače koristi pri simulaciji $x=0-99,9\%$. U tom smislu, pažnja se mora posvetiti vrednostima koeficijenta C koji figuriše u izrazu za Vibeovu funkciju, a koji se odnosi na iskorišćenost smeše. Ipak, moguće je primenom odgovarajućih transformacija doći do relevantnih izraza koji važe i za pun interval sagorevanja.

Funkcija za aproksimaciju dužine sagorevanja za $x=0-90\%$, prema Bonatesti ima sledeći oblik:

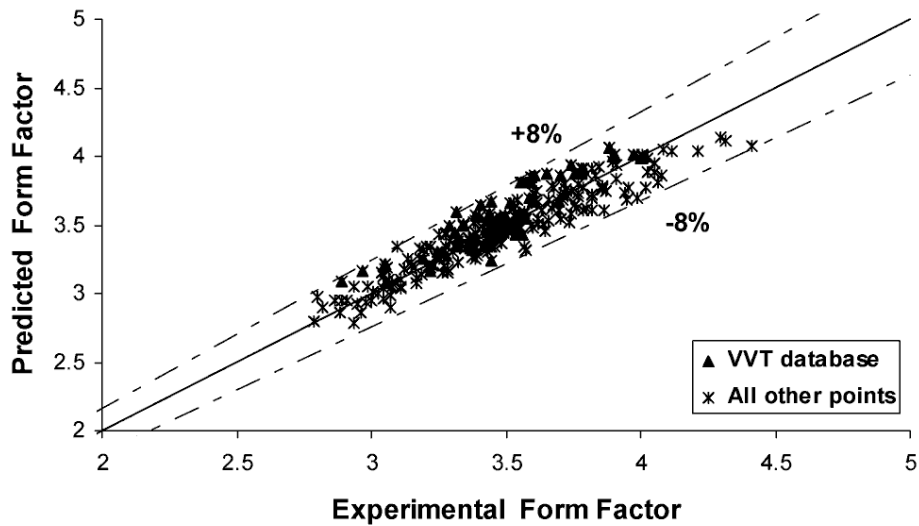
$$\Delta\varphi_{CD,90} = 178 \cdot \left(\frac{1}{\rho\varphi_{IGN}}\right)^{0,34} \cdot \left(1 - \frac{1,164}{\sqrt{c_m}}\right) \cdot \left(\frac{1}{1 - 2,06 \cdot x_{RG}^{0,77}}\right)^{0,85} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{IGN}^2 - 0,0263 \cdot \varphi_{IGN} + 1) \quad (5.36)$$

Parametar oblika Vibeove funkcije dat je sledećim aproksimacionim izrazom:

$$m = 3,46 \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{c_m}} \right)^{0,45} \cdot (1 + \sqrt{\varphi_{IGN}})^{0,35} \cdot (1 - 1,28 \cdot x_{RG}) - 1 \quad (5.37)$$



a)



b)

Sl. 5.4 – Rezultati eksperimentalne verifikacije modela Bonatesta [115]: a) trajanje sagorevanja; b) parametar oblika Vibeove funkcije

Bonatesta je verifikovao modele na usisnom benzinskom motoru sa ubrizgavanjem goriva, pri čemu je obezbeđena kontrola i direktno merenje udela zaostalih produkata sagorevanja (uzorkovanje iz cilindra tokom sabijanja), što je bolje i pouzdanije rešenje nego simulacija koju je koristio Lindstrem. Što je još značajnije, modeli za oba parametra su verifikovani i na eksperimentalnim rezultatima koje je dao Lindstrem. Uprkos činjenici da su modeli razvijani na različitim motorima (natpunjeni benzinski motor u slučaju Lindstrema, benzinski sa prirodnim usisavanjem VVT MPI u slučaju Bonateste), slaganje rezultata je veoma dobro, posebno kada se u obzir uzme činjenica da su modeli izuzetno jednostavni. Rezultati eksperimentalne verifikacije prikazani su na Sl. 5.4.

5.5 Primena modela Lindstrem i Bonatesta

Bonatestin model, zbog jednostavnosti, ima očiglednu prednost u odnosu na ostala tri modela koja su obuhvaćena ovom analizom. Međutim, model nije savršen, a to se odnosi pre svega na činjenicu da je sastav smeše, odnosno koeficijent viška vazduha λ , isključen iz modela. Lindstemov model uključuje i taj parametar, s obzirom na to da je razvijan, verifikovan i primenjen na natpunjenom benzinskom motoru kod kojih se sastavom smeše manipuliše u širim granicama kako bi se kompenzovao porast temperature izduvnih gasova na kritičnim radnim režimima i smanjila opasnost od pojave detonacije. Nameće se pitanje da li je moguće kombinovati ove dve metode, kako bi se širina primene i prediktivnost poboljšali. Imajući u vidu da su oba modela međusobno kompatibilna, i da tretiraju iste parametre Viebeove funkcije, ne postoji prepreka za njihovu kombinaciju. Navedena dva modela, radi lakšeg praćenja, mogu se pretstaviti na pojednostavljen način:

$$\begin{aligned} (\Delta\varphi_{CD}, m)_{Lindström} &= (\Delta\varphi_{CD}, m)_L = \\ &= f(\Delta\varphi_{CD}, m_o, p_{\varphi_{IGN}}, T_{\varphi_{IGN}}, n, \varphi_{IGN}, x_{RG}, \lambda) \end{aligned} \quad (5.38)$$

$$\begin{aligned} (\Delta\varphi_{CD,90}, m)_{Bonatesta} &= (\Delta\varphi_{CD,90}, m)_B = \\ &= f(p_{\varphi_{IGN}}, T_{\varphi_{IGN}}, n, \varphi_{IGN}, x_{RG}) \end{aligned} \quad (5.39)$$

U ovom radu biće primenjen upravo takav postupak. Bonatestin model će biti iskorišćen za izračunavanje referentnih parametara Viebeove funkcije uz pretpostavku da se za dati

radni režim koristi stehiometrijska smeša, a korekcija će biti izvršena Lindstremovim modelom za slučajeve rada sa nestehiometrijskom smešom na sledeći način:

1. Izračunavaju se $\Delta\varphi_{CD,90}$ i m za slučaj rada sa stehiometrijskom smešom $\lambda=1,0$ primenom Bonatestinog modela $(\Delta\varphi_{CD,90}, m)_B$.
2. Dobijena vrednost za dužinu sagorevanja $x=90\%$ smeše $\Delta\varphi_{CD,90}$ koriguje se i preračunava za ukupnu količinu smeše (diskretna vrednost $x=99,9\%$).
3. Ukupna dužina sagorevanja se koriguje za tekuću vrednost sastava smeše primenom Lindstremovog modela $(\Delta\varphi_{CD}, m)_L$.
4. Izračunava se korigovana vrednost parametra oblika m primenom Lindstremovog modela.

5.6 Korekcija dužine sagorevanja za diskretnu vrednost udela sagorele smeše

Model Bonatesta daje vrednost dužine sagorevanja za 90% sagorele smeše. Da bi bilo moguće koristiti i interpretirati te rezultate u simulaciji i kombinovati ih sa Lindstremovim modelom, neophodno je izvršiti korekciju, tj. preračunavanje za pretpostavljeni udeo smeše koja sagoreva u realnom motoru. Drugim rečima, neophodno je izračunati vrednost koeficijenta C koji zavisi od konačne vrednosti udela sagorele smeše na kraju sagorevanja, a nakon toga preračunati i dužinu intervala sagorevanja. Do izraza za preračunavanje dolazi se na osnovu Vibeove funkcije za dva slučaja:

- za slučaj kada se model definiše u granicama relativnog udela sagorele smeše $x=0-90\%$;

$$x(\varphi) = 1 - e^{-C_{90} \left[\frac{\varphi - \varphi_{CS}}{\Delta\varphi_{90}} \right]^{m+1}} \quad (5.40)$$

- za slučaj diskretne vrednosti udela sagorele smeše $x=x_{CD}$

$$x(\varphi) = 1 - e^{-C_{CD} \left[\frac{\varphi - \varphi_{CS}}{\Delta\varphi_{CD}} \right]^{m+1}} \quad (5.41)$$

Vrednost relativnog udela sagorele smeše za isti trenutni položaj kolenastog vratila mora biti isti, pa sledi jednakost:

$$1 - e^{-C_{90} \cdot \left[\frac{\varphi - \varphi_{CS}}{\Delta\varphi_{90}} \right]^{m+1}} = 1 - e^{-C_{CD} \cdot \left[\frac{\varphi - \varphi_{CS}}{\Delta\varphi_{CD}} \right]^{m+1}} \quad (5.42)$$

Nakon sređivanja, dobija se izraz za određivanje dužine trajanja sagorevanja za diskretnu vrednost relativnog udela sagorele smeše na kraju sagorevanja:

$$\Delta\varphi_{CD} = \Delta\varphi_{90} \cdot \left(\frac{C_{CD}}{C_{90}} \right)^{\frac{1}{m+1}} = \Delta\varphi_{90} \cdot \left(\frac{\ln(1 - x_{CD})}{\ln(0.1)} \right)^{\frac{1}{m+1}} \quad (5.43)$$

6 Termodinamičke karakteristike radne materije

6.1 Uvodna razmatranja

Za rešavanje sistema običnih diferencijalnih jednačina koje opisuju radni proces motora, neophodno je poznavanje osnovnih termodinamičkih karakteristika radnog medijuma. Osim poznavanja specifičnih toplota pri konstantnom pritisku i zapremini i gasne konstante za kompleksnu mešavinu gasova, poseban problem predstavlja izračunavanje i odgovarajućih parcijalnih izvoda unutrašnje energije i gasne konstante u odnosu na pritisak i temperaturu. Kada se govori o benzinskim motorima koji rade sa homogenom smešom (eksterno formiranje smeše sa ubrizgavanjem goriva u usisni kanal ili unutrašnje formiranje smeše u fazi usisavanja), problem je neznatno jednostavniji nego u slučaju kada motor radi sa heterogenom smešom, kada je neophodno odrediti i parcijalne izvode unutrašnje energije i gasne konstante u odnosu na sastav smeše (koeficijent viška vazduha λ , odnos masa vazduha i goriva AFR ili koeficijent bogatstva smeše ϕ , zavisno od strukture i načina postavke modela).

Problem je, zapravo, prilično složen i ova konstatacija se suštinski odnosi na fazu sagorevanja kada radna materija prolazi kroz hemijsku transformaciju pri visokoj temperaturi i pritisku. Razumljivo je da se ovome moraju dodati i uticaji visokog pritiska na realnost gasa (posebno kod dizel-motora i natpunjenih benzinskih motora), kao i uticaj disocijacije, odnosno rekombinacije produkata sagorevanja.

Sastav radne materije se znatno menja tokom odvijanja radnog ciklusa. Ako se problem suzi na oblast benzinskih motora sa spoljnim formiranjem smeše, promena sastava radne materije tokom ciklusa može se pojednostavljeno prikazati u tabelarnom obliku (Tab. 6.1). Tokom usisavanja radna materija se menja jer se usled ustujavanja i istrujavanja gasa iz cilindra menjaju trenutne koncentracije sveže smeše (vazduh i pare goriva) i zaostalih produkata sagorevanja. Ukoliko je aktivan i sistem za recirkulaciju izduvnih gasova, onda u simulaciju treba uključiti i taj uticaj. Tokom sabijanja, sve do

pojave varnice i iniciranja sagorevanja, sastav gasa se ne menja i on uključuje vazduh, pare goriva i zaostale produkte sagorevanja. Od momenta pojave varnice do kraja sagorevanja, sastav gasa se drastično menja i u zavisnosti od stepena složenosti modela, pored reaktanata, moguće je obuhvatiti i nekoliko stotina različitih produkata sagorevanja. Veći deo faze sagorevanja može se obuhvatiti izračunavanjem ravnotežnih koncentracija produkata. Hlađenjem produkata tokom širenja dolazi do pojave disocijacije i odstupanja od ravnotežnih koncentracija. Tokom izduvavanja, smatra se da su reakcije dovoljno spore i može se pretpostaviti da je sastav nepromenljiv, odnosno da su koncentracije produkata zamrznute.

Tab. 6.1 – Sastav radne materije benzinskog motora tokom radnog ciklusa

Faza procesa	Sastav radne materije
Usisavanje	vazduh gorivo zaostali produkti sagorevanja
Sabijanje	vazduh gorivo zaostali produkti sagorevanja
Sagorevanje	vazduh gorivo zaostali produkti sagorevanja produkti sagorevanja (H ₂ O, CO ₂ , CO, H ₂ , O ₂ , N ₂ , NO, OH, O, H,...)
Širenje	produkti sagorevanja, uglavnom H ₂ O, CO ₂ , CO, H ₂ , O ₂ , N ₂ , (O ₂ u slučaju $\lambda > 1$, CO u slučaju $\lambda < 1$)
Izduvavanje	produkti sagorevanja, uglavnom H ₂ O, CO ₂ , CO, H ₂ , O ₂ , N ₂ (O ₂ u slučaju $\lambda > 1$, CO u slučaju $\lambda < 1$)

Imajući u vidu ove specifične probleme, posebna pažnja se mora posvetiti izboru odgovarajuće metode za određivanje termodinamičkih karakteristika radne materije. Pregled različitih postupaka može se naći u literaturi [49], ali za detaljne simulacije radnog ciklusa interesantna su samo dva pristupa za određivanje termodinamičkih karakteristika radne materije:

- aproksimacija karakteristika gasa za slučajeve ravnotežnih koncentracija – unutrašnja energija i gasna konstanta aproksimiraju se polinomima višeg reda u funkciji temperature, pritiska i sastava smeše;
- korišćenje komponentnih modela za određivanje ravnotežnih koncentracija produkata i odgovarajućih funkcija ili tabelarnih podataka za određivanje termodinamičkih parametara svake komponente.

Nijedan od navedenih pristupa ne predstavlja idealno i univerzalno rešenje. U ovom odeljku biće analizirane prednosti i nedostaci navedenih metoda i mogućnosti primene u konkretnom slučaju.

6.2 Aproksimacioni modeli za određivanje karakteristika produkata sagorevanja

Za aproksimaciju termodinamičkih karakteristika radne materije može se koristiti nekoliko izraza. Međutim, njihova primena je često, prilično ograničena. Justijev (Justi) [51,53] model je primer jednog takvog modela koji je razvijen i verifikovan samo za oblast siromašne smeše, čime je njegova primena ograničena na dizel-motore. Pored toga, model važi za određeni odnos broja atoma ugljenika i vodonika u sastavu goriva i ne uzima u obzir disocijaciju produkata sagorevanja.

Drugi interesantan primer je Zakarijasov (Zacharias) aproksimacioni model [51,53,122], zasnovan na polinomima višeg reda, koji uključuje i korekcije za disocijaciju i realnost gasa, a dobijen je aproksimacijom termodinamičkih karakteristika za ravnotežne koncentracije 20 različitih komponenata. Kao i u slučaju Justija, model je verifikovan samo za oblast sastava smeše $\lambda=1,0-\infty$. Oblast sastava smeše i uključenje uticaja realnog gasa, pokazuju da je model izvorno namenjen, pre svega, simulacijama radnog procesa dizel-motora. Međutim, ukoliko se pretpostavi granični slučaj, tj. da motor radi sa stehiometrijskom smešom i ukoliko se zanemare uobičajena mala ciklusna odstupanja sastava smeše u okolini stehiometrijske smeše, ovaj model je moguće primeniti i kod benzinskih motora. Uprkos vrlo složenoj strukturi, obimnom proračunu i oslanjanju na iterativni postupak u pojedinim segmentima, model, ipak, ne pruža posebno visoku tačnost. Za sastav smeše koji je interesantan za primenu u ovom radu, greška određivanja entalpije produkata sagorevanja, zavisno od temperature i pritiska

nije mala i kreće se u rasponu od +2,5 do -4,5%. Za entropiju i faktor realnog gasa greška je manja i kreće se u rasponu $\pm 2\%$.

Najčešće je korišćen i u literaturi dosta često citiran Krigerov i Bormanov model (Krieger, Borman) [123]. Aproksimacione funkcije za izračunavanje apsolutne unutrašnje energije i gasne konstante produkata dobijene su na osnovu tabelarno sređenih termodinamičkih podataka za smešu izooktana i vazduha koje su dali Njuhol i Starkmen (Newhall, Starkman). Funkcije za oba parametra su jednostavni polinomi višeg reda i definisani su za oblast stehiometrijske i siromašne smeše ($\lambda \geq 1$). Za bogatu smešu koristi se posebna funkcija za svaku diskretnu vrednost sastava smeše λ , zbog čega je neophodno obaviti linearnu interpolaciju ukoliko konkretna vrednost sastava smeše nije pokrivena jednom od predefinisanih funkcija. Izvorni oblik koji su dali Krieger i Borman prilagođen je imperijalnom sistemu mera, dok je Klajn (Klein) metodu prilagodio međunarodnom sistemu mernih jedinica (SI). Izraz za apsolutnu unutrašnju energiju produkata definisanu za jediničnu masu vazduha, prema Klajnu [124–126] ima sledeći oblik:

$$u(T, p, \lambda) = A(T) - \frac{B(T)}{\lambda} + u_D(T, p, \lambda) \quad (6.1)$$

Korekcija unutrašnje energije za pojavu disocijacije produkata u_D koristi se za temperature gasa iznad 1450 K. Korekcija je data kao eksponencijalna funkcija:

$$u_D(T, p, \lambda) = C_u \cdot e^{(D(\lambda) + E(T, \lambda) + F(T, p, \lambda))} \quad (6.2)$$

Funkcijski članovi A , B , D , E i F dati su u sledećem obliku:

$$A(T) = \sum_{i=1}^5 a_i \cdot T^i \quad (6.3)$$

$$B(T) = \sum_{i=0}^4 b_i \cdot T^i \quad (6.4)$$

$$D(\lambda) = \sum_{i=0}^3 d_i \cdot \lambda^{-i} \quad (6.5)$$

$$E(T, \lambda) = \frac{1}{T} \sum_{i=0}^3 e_i \cdot \lambda^{-i} \quad (6.6)$$

$$F(T, p, \lambda) = \left(f_0 + f_1 \cdot \lambda^{-1} + f_3 \cdot \lambda^{-3} + \frac{f_4 + f_5 \cdot \lambda^{-1}}{T} \right) \cdot \ln(f_6 \cdot p) \quad (6.7)$$

Na sličan način definisani su i izrazi za gasnu konstantu:

$$R(T, p, \lambda) = 0,287 + \frac{0,020}{\lambda} + R_D(T, p, \lambda) \quad (6.8)$$

$$R_D(T, p, \lambda) = C_R \cdot e^{\left(r_0 \cdot \ln(\lambda) + \frac{r_1 + r_2 \cdot T^{-1} + r_3 \cdot \ln(f_6 \cdot p)}{\lambda} \right)} \quad (6.9)$$

Koeficijenti u polinomima A , B , D , E i F su za međunarodni sistem jedinica dostupni u literaturi [124–126]. Razumljivo je da je, u skladu sa potrebnim nivoom tačnosti i detaljnosti simulacije, moguće isključiti odgovarajuće korekcije za disocijaciju, mada za to, s obzirom na to da je proračun krajnje jednostavan, nema posebnog opravdanja. Potrebni parcijalni izvodi koji figurišu u diferencijalnim jednačinama za pritisak i temperaturu gasa mogu se lako odrediti s obzirom na to da se u matematičkom smislu problem svodi na diferenciranje polinoma. Prema dostupnim izvorima [123–126], greška u određivanju unutrašnje energije je u opsegu od oko $\pm 2,5\%$ (u poređenju sa tabelarno prikazanim numeričkim podacima za termodinamičke karakteristike homogene smeše izooktana i vazduha koje su dali Nnjuhoh i Starkmen), što je bolje od Zakarijasovog modela, a model se može primeniti i kod benzinskih i kod dizel-motora, sve dok korišćeno gorivo pripada grupi nezasićenih ugljovodonika sa opštom formulom $C_n H_{2n}$ za koju je, inače, izvršena identifikacija svih polinoma. Upravo na tom detalju se pokazuje da je univerzalnost metode ograničena. U slučaju korišćenja nekog od gasnih goriva iz grupe alkana (metan, etan, propan, butan), koji su u ovom trenutku izuzetno interesantna alternativa konvencionalnim benzinskim gorivima, posebno u pogledu ekoloških karakteristika, kod različitih mešavina benzina i alkohola, odnosno bio-alkohola u kojima je udeo kiseonika značajan ili konvencionalnih ugljovodoničnih goriva kod kojih odnos broja ugljenikovih i vodonikovih atoma jednostavno odstupa od referentnog (izooktan), ovaj model se može primeniti uslovno,

sa posebnom pažnjom. Ovaj model ostaje, ipak, najracionalnija alternativa kada je u pitanju konvencionalno benzinsko gorivo.

6.3 Ravnotežne koncentracije produkata sagorevanja

Ako se zahteva viša tačnost i analizira primena drugačijih goriva ili njihovih mešavina, bolji, univerzalniji pristup podrazumeva primenu nekog od modela za direktno određivanje ravnotežnih koncentracija produkata. Jedan od mogućih pristupa za izračunavanje karakteristika radnog medijuma, odnosno specifičnih toplota, entalpije, entropije i gasne konstante gasa jeste tretiranje radnog medijuma kao smeše idealnih gasova. Karakteristike svake od komponenata te smeše mogu se izračunati posebno pošto su standardne entalpije formiranja i ostale termodinamičke karakteristike u funkciji temperature poznate i dobro dokumentovane u odgovarajućim publikacijama NIST (National Institute of Standards and Technology) i date u JANAF tablicama (preko 2000 hemijskih supstanci, temperaturski opseg do 6000 K) [127,128].

Poznavanje trenutnog udela svake od komponenata u sastavu radne materije, omogućava izračunavanje ukupne unutrašnje energije, specifičnih toplota i gasne konstante, kao i odgovarajućih izvoda u odnosu na temperaturu, pritisak i sastav smeše za svaki diskretan položaj kolenastog vratila. Ako se radna materija tretira kao smeša idealnih gasova, onda za svaku od komponenata važi jednačina stanja:

$$p_i \cdot V = n_i \cdot R \cdot T \quad (6.10)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

p_i – parcijalni pritisak i -te komponente

n_i – broj molova i -te komponente

R – univerzalna gasna konstanta

Takođe, važe i jednačine za određivanje specifične molarne unutrašnje energije i specifične molarne entalpije, respektivno:

$$\tilde{u}_i = \tilde{u}_i(v_i, T) \quad (6.11)$$

$$\tilde{h}_i = \tilde{h}_i(p_i, T) \quad (6.12)$$

Ukupna unutrašnja energija za diskretan broj komponenata koje su uzete u obzir (k), dobija se tada kao zbir unutrašnjih energija svake od komponenata:

$$U_i = \sum_{i=1}^k n_i \cdot \tilde{u}_i(v_i, T) \quad (6.13)$$

Očekivano, glavnu poteškoću predstavlja određivanje broja molova, odnosno molarnog udela svake od komponenata, s obzirom da se oni menjaju tokom sagorevanja. Za rešenje ovog problema neophodno je sledeće:

- definisati karakteristične hemijske reakcije;
- konstante hemijskih reakcija;
- uticaje sastava smeše (bogata, siromašna smeša);
- karakteristike i sastav goriva.

Dobra aproksimacija jeste ona koja pretpostavlja ravnotežno stanje, odnosno ravnotežne koncentracije produkata. Kada se govori o sagorevanju u kontrolisanim uslovima kakva je kalorimetrijska bomba, onda ova konstatacija ima opravdanje. U dinamičkim uslovima kakvi vladaju u radnom prostoru motora sa unutrašnjim sagorevanjem, reakcija sagorevanja traje vrlo kratko, a kinetika hemijskih reakcija u tom slučaju postaje vrlo složena. Pretpostavka o ravnotežnom stanju počiva na tome da se tokom odvijanja hemijske reakcije produkti nastaju i da se razgrađuju istom dinamikom i da promene koncentracija nema. U opštem slučaju, ovakva pretpostavka se prikazuje pojednostavljeno za hipotetičku reakciju dveju komponenata A i B koje daju produkte C i D:



Ako pretpostavka o hemijskoj ravnoteži važi, onda broj molova svake od komponenata ostaje nepromenjen. Komponente – reaktanti i produkti, stoje u ravnoteži, tako da reakcija može krenuti u bilo kom smeru, u zavisnosti od trenutnih uslova.

U termodinamičkom smislu, hemijska ravnoteža se može predstaviti minimizacijom Gibsove (Gibbs) slobodne energije, do koje se može doći primenom prvog i drugog zakona termodinamike. Za sistem u kome se odvija hemijska reakcija (pretpostavljajući konstantan pritisak i temperaturu), izrazi za dovedenu količinu toplote (prvi zakon termodinamike) i izraz za promenu entropije (drugi zakon termodinamike) definisani su na sledeći način:

$$dQ = dH \quad (6.15)$$

$$dQ \leq T \cdot dS \quad (6.16)$$

Kombinacijom prethodnih izraza dolazi se do formulacije Gibsove slobodne energije:

$$dH - T \cdot dS = dG \leq 0 \quad (6.17)$$

Pri konstantnom pritisku i temperaturi, do reakcije će doći samo ako je slobodna Gibsova energije produkata manja od Gibbsove energije reaktanata. Tada, za hemijsku ravnotežu važi sledeća relacija:

$$dG_{p,T} = 0 \quad (6.18)$$

Kada se govori o ovoj metodi, ključna referenca je NASA program za izračunavanje termodinamičkih karakteristika složenih smeša gasova, koji su razvili Gordon i Makbrajd (Gordon, McBride, 1971), odnosno usavršena verzija Svela (Svehla) i Makbrajd (TRANS72, 1973) [129]. Program omogućava izračunavanje koncentracije i do 600 različitih produkata za slučaj sagorevanja smeše goriva i vazduha. Ovaj program se, s obzirom na detaljnost i dobru dokumentovanost postupka, uobičajeno uzima kao osnova za poređenje drugih softverskih aplikacija sličnog tipa. Za rešenje problema određivanja ravnotežnih koncentracija može se koristiti i neki od komercijalno dostupnih softverskih paketa (npr. Sandia/CHEMKIN, [130–132]). Takođe, danas su dostupne i nekomercijalne alternative kao što je Cantera [133], koja se uz malo programerskog napora, posredstvom odgovarajućih interfejs funkcija, može implementirati u postojeće simulacije koje su razvijene u nekom od popularnih programskih okruženja (C/C++, Fortran, Matlab). U sva tri slučaja radi se o obimnim softverskim aplikacijama čije mogućnosti prevazilaze realne potrebe simulacija radnog procesa motora, mada se mogu podesiti na odgovarajući način i prilagoditi željenom nivou detaljnosti koji se očekuje od jedne simulacije radnog procesa motora. Slične implementacije po obimu i strukturi, razvijene su za primenu u motorskom okruženju, a primer za to je CHEPP (Eriksson, Univerzitet Linköping [134]). Ipak, interesantno je napomenuti da je za veliki deo simulacija razvijenih upravo na tom univerzitetu, umesto

ovog paketa, korišćen ranije pomenuti Kriger–Bormanov aproksimacioni model [123], odnosno Klajnova implementacija [124–126].

U ovom odeljku biće u sažetoj formi prikazan načelan postupak određivanja ravnotežnih koncentracija sa posebnim osvrtom na praktične aspekte primene, pri čemu će osnovu za razvoj softverskog modula za određivanje ravnotežnih koncentracija predstavljati radovi Olikare i Bormana (Olikara, Borman) [135], Fergusona [47], Sjiaoa (Xiao) [136] i Depčika (Depcik) [137].

6.4 Praktična primena pretpostavke o hemijskoj ravnoteži

U opštem slučaju, za proizvoljno ugljovodonično gorivo u čijem se sastavu nalaze i kiseonik (O) i azot (N), i vazduh, koji se sastoji iz kiseonika, azota i argona (Ar), reakcija sagorevanja za proizvoljan, unapred deklarisan broj komponentata produkata sagorevanja, može biti prikazana na sledeći način:

$$\begin{aligned}
 & y_F \cdot \left[C_n H_m O_l N_k + \lambda \cdot \left(n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2} \right) \cdot (O_2 + \psi N_2 + \xi Ar + \chi CO_2) \right] = \\
 & = y_1 H + y_2 O + y_3 N + y_4 H_2 + y_5 OH + y_6 CO + y_7 NO + y_8 O_2 \\
 & + y_9 H_2 + y_{10} CO_2 + y_{11} N_2 + y_{12} Ar + y_{13} C + y_{14} CH_4 + \dots = \quad (6.19) \\
 & = \sum_{i=1}^p y_i CP_i
 \end{aligned}$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

n, m, l, k	broj atoma ugljenika, vodonika, kiseonika i azota u sastavu goriva, respektivno
ψ, ξ, χ	molarni odnosi N_2/O_2 i Ar/O_2 i CO_2/O_2 za vazduh, respektivno
y_F	broj molova goriva za koje se dobija jedan mol produkata
y_i	molarna koncentracija i -te komponente u sastavu produkata sagorevanja
CP_i	i -ta komponenta u produktima sagorevanja
p	broj komponenta u produktima sagorevanja

Broj komponentata produkata može biti izuzetno veliki i u tom slučaju, osim što je neophodno deklarirati reakcije sagorevanja svake od komponentata, neophodno je pripremiti i konstante ravnoteže za svaku od reakcija. Eksplicitno rešenje nije moguće i

svodi se na iterativno numeričko rešavanje sistema nelinearnih jednačina. Razumljivo, sa porastom broja komponenata produkata uključenih u proračun, raste složenost sistema jednačina koje treba rešiti, a time i vreme potrebno za sprovođenje iterativnog numeričkog postupka. Posebnu poteškoću može predstavljati postavljanje kriterijuma za izlazak iz iterativnog postupka za koncentracije komponenata koje se pojavljuju u tragovima. Insistiranje na poznavanju tačnih koncentracija svih produkata koji se mogu pojaviti u procesu sagorevanja kod jednog dinamičkog sistema, kakav je motor sa unutrašnjim sagorevanjem, nije imperativ jer se greška određivanja nekih drugih karakterističnih veličina, posebno u domenu prenosa toplote, može pokazati daleko većom i uticajnijom nego greška određivanja mikrokoncentracija većine produkata sagorevanja koji se mogu obuhvatiti jednim modelom za proračun ravnotežnih koncentracija. Određivanje koncentracija svih 600 produkata, što je primera radi, maksimum za program NASA TRANS72 [129], nije racionalno rešenje, s obzirom da je vreme potrebno za okončanje tog proračuna višestruko duže od onog potrebnog za okončanje simulacije kompletnog radnog procesa. U tom smislu je interesantno razmotriti mogućnost redukcije modela, odnosno uvođenje ograničenja u pogledu broja produkata čije su koncentracije relevantne za tačnost simulacije. Interesantan pregled i poređenje različitih pristupa može se naći u Depčikovom radu [137]. U Tab. 6.2 prikazano je poređenje tri modela ECP (*Equilibrium Combustion Products* – Ferguson), EQMD (*Equilibrium Mole fractions and partial Derivatives* – Olikara i Borman) i REQMD (Depčik) sa stanovišta sastava reaktanata (gorivo i vazduh), broja komponenata i sastava produkata sagorevanja.

Analiza koju je sproveo Depčik interesantna je zbog razrešenja dileme koji je broj komponenata i koji je sastav produkata sagorevanja relevantan za sagorevanje u motoru sa unutrašnjim sagorevanjem. Kao referentno gorivo uzet je izooktan, a preliminarna izračunavanja sprovedena su pomoću referentnog programa NASA TRANS72 u opsegu temperatura od 2000 do 3000 K i za pritiske od 2, 5 i 8 MPa za koje se pretpostavlja da dobro reprezentuju uslove u motoru tokom faze sagorevanja. Program TRANS72 automatski odbacuje koncentracije svih produkata koje su niže od 10^{-5} , a naknadno su iz razmatranja izuzete i one komponente čije su koncentracije bile niže od 10^{-4} . To je potpuno razumljivo i opravdano jer se radi, zapravo, o koncentracijama nižim od 0,01%, odnosno nižim od 100 ppm. Uočeno je da se relativni udeli pojedinih komponenata menjaju u određenim granicama, ali da je broj relevantnih komponenata i sastav

produkata stabilan. Za opseg sastava smeše $\lambda \geq 0.33$, što je daleko ispod očekivanog i uobičajenog sastava smeše kod motora, uočeno je da izbor relevantnih komponenata odgovara u potpunosti onom koji su predložili Olikara i Borman i na osnovu koga je formulisan model EQMD [135]. Isti rezultati dobijeni su i za metan (CH_4), dok je za metanol (CH_3OH) i nitrometan (CH_3NO_2) uočeno da prisutvo kiseonika, osim što utiče na smanjenje koncentracija komponenata nepotpunog sagorevanja pri ekstremno bogatim smešama, utiče i na koncentracije azotnih oksida (konkretno NO_2) koji osnovnom specifikacijom produkata nije obuhvaćen, pa je model Olikara–Borman proširen na azot-dioksid (NO_2) i hidro-peroksilni radikal (HO_2) – ukupno 14 komponenata u produktima sagorevanja. Koncentracija azot-dioksida je relativno mala (reda veličine 0,01%) i na granici je prihvatanja i svrstavanja u grupu komponenata relevantnih za tačnost simulacije. Depčik je simulirao koncentracije azot-dioksida i hidro-peroksilnog radikala, ali su uočena izvesna manja odstupanja u odnosu na koncentracije dobijene primenom referentnog programa NASA TRANS72.

Tab. 6.2 – Pregled karakteristika različitih modela za izračunavanje ravnotežnih koncentracija produkata

Autor	Model	Sastav goriva	Sastav atmosfere	Broj komponenata	Sastav produkata
Ferguson [47]	ECP	$\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_l\text{N}_k$	O_2, N_2	10	$\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{N}_2,$ $\text{O}_2, \text{CO}, \text{H}_2, \text{H},$ $\text{O}, \text{OH}, \text{NO}$
Olikara i Borman [135]	EQMD	$\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_l\text{N}_k$	$\text{O}_2, \text{N}_2, \text{Ar}$	12	$\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{N}_2,$ $\text{O}_2, \text{CO}, \text{H}_2, \text{H},$ $\text{O}, \text{OH}, \text{NO}, \text{N},$ Ar
Depčik [137]	REQMD	$\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_l\text{N}_k$	$\text{O}_2, \text{N}_2, \text{Ar}$	14	$\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{N}_2,$ $\text{O}_2, \text{CO}, \text{H}_2, \text{H},$ $\text{O}, \text{OH}, \text{NO}, \text{N},$ $\text{Ar}, \text{NO}_2, \text{HO}_2$

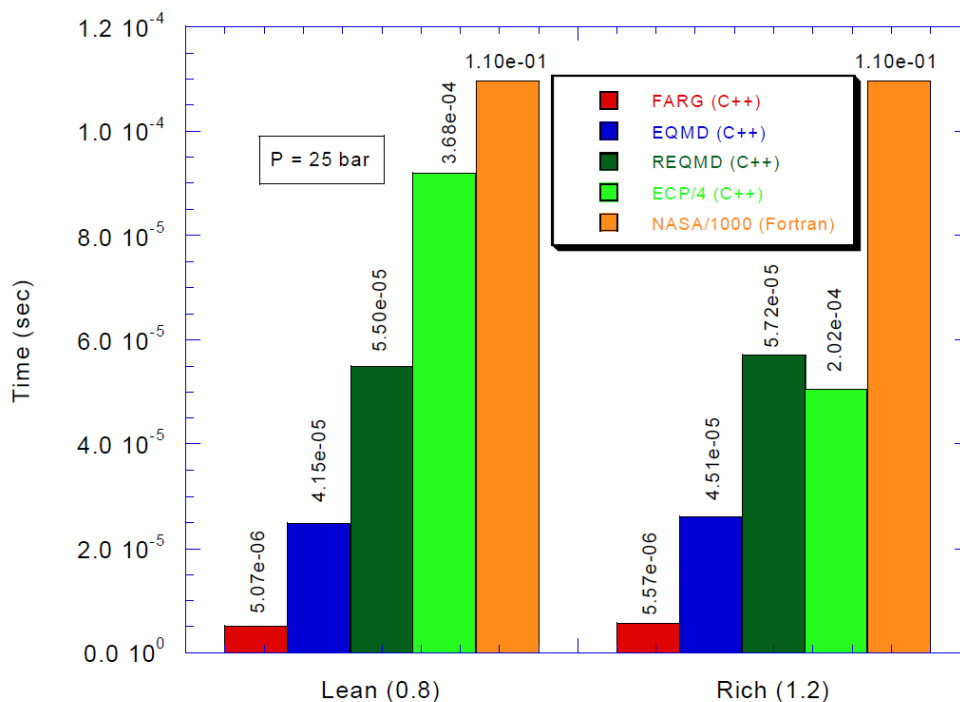
Fergusonova metoda se, prema pregledu datom u Tab. 6.2, može smatrati najracionalnijom, s obzirom na to da reakcijom sagorevanja kao reaktanti nisu

obuhvaćeni argon i ugljen-dioksid koji se u atmosferi inače nalaze u malim koncentracijama (0,9340% i 0,0390%, respektivno), a na strani produkata izostavljeni su azot u atomskom obliku i argon. Analiza koju je sproveo Depčik, pokazuje dobro slaganje sa referentnim proračunom NASA za oblast siromašne smeše, mada su uočena izvesna odstupanja za koncentracije H_2 , NO i OH . U slučaju stehiometrijske i bogate smeše, proračun ne konvergira u svim slučajevima i uočavaju se značajna odstupanja u koncentracijama ključnih komponenata CO , CO_2 , H_2 , H_2O , N_2 i O_2 . Interesantno je da se u originalnom programskom kodu koji se može naći kod Fergusona [47], pažljivim pregledom (s obzirom na to da program nije detaljno komentarisano, neophodno je veliko programersko iskustvo i dobro poznavanje numeričkih metoda da bi se ovaj detalj otkrio), može uočiti dodatna rutina za poboljšanje konvergencije, ali se parametri moraju podešavati za svaki konkretan slučaj proračuna. Isti problem uočio je i Batsvort (Buttsworth) koji je dao Matlab implementaciju kompletnog Fergusonovog fortranskog koda, ali nije odstupio od postavke proračuna ravnotežnih koncentracija za 10 komponenata. Problem sa konvergencijom za rad sa stehiometrijskom smešom uočen je i prilikom preliminarnog testiranja Batsvortovog koda u pripreмноj fazi ovog rada i konstatovano je da čak ni promena podešavanja parametara prema originalnim Batsvortovim preporukama, ni intervencije u rutini za poboljšanje konvergencije, ali ni promena načina rešavanja sistema jednačina Njutn–Rafson (Newton–Raphson) nije dala ni izbliza zadovoljavajuće rezultate. Zato je Fergusonova metoda izuzeta iz daljeg razmatranja i konačne primene.

Model ECP, kao i nultodimenzionalni dvozonski model visokopritisnog dela ciklusa dostupan je, dokumentovan i kodiran u programskom jeziku Fortran i može se naći u celini u Fergusonovom radu [47]. Kompletan model je izuzetno često citiran, posebno u radovima koji se odnose na benzinske motore, dakle na onaj segment motora koji koristi stehiometrijsku smešu, ali je interesantno da pri referenciranju autori nisu dali bilo kakav kritički osvrt na problem konvergencije ECP modela, pa stoga, radovi tih autora neće biti uzimani u razmatranje, niti će biti citirani u ovom tekstu.

Model Olikara–Borman, koji se u hronološkom smislu može smatrati izvornim kada se govori o modelima sa redukovanim brojem komponenata produkata sagorevanja, daje vrednosti koncentracija za 12 produkata. U odnosu na Fergusonov model, ovim proračunom obuhvaćene su koncentracije azota u atomskom obliku i argona, koji u nepromenjenom stanju dolazi iz atmosferskog vazduha. Takođe, sastav

atmosferskog vazduha uključuje i argon, a moguće je uključiti i druge komponente, npr. CO₂. U poređenju sa referentnim programom NASA TRANS72, ovaj model je dao odlične rezultate i dobro slaganje za bogatu, stehiometrijsku i siromašnu smešu. Uočeni su problemi sa konvergencijom u donjem opsegu temperatura (oko 700 K, pri čemu je donja granična vrednost 600 K). Međutim, ovaj problem se može u potpunosti prevazići primenom modela za određivanje zamrznutih koncentracija.



Sl. 6.1 – Brzina izračunavanja ravnotežnih koncentracija primenom različitih modela za oblast siromašne (levo) i bogate smeše (desno) – srednja vrednost za zadati temperaturni opseg [137]

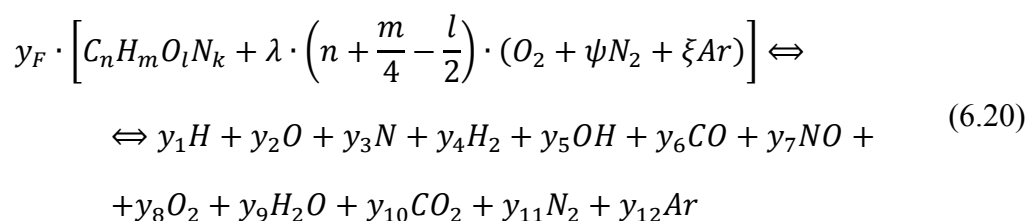
Kada se razmatra izbor modela za određivanje ravnotežnih koncentracija produkata, nameće se i pitanje efikasnosti proračuna i angažovanja procesorskog vremena. U istom radu, Depčik analizira i taj aspekt problema, i daje odgovarajuća poređenja za određivanje koncentracija produkata za bogatu i siromašnu smešu primenom modela ECP, EQMD, REQMD i NASA. To poređenje prikazano je na Sl. 6.1. Najvažniji zaključak jeste da je vreme izračunavanja pomoću referentnog programa NASA, u odnosu na ostale redukovane modele, duže od 1000 do 10000 puta za jedan prolaz, odnosno za jedan režim definisan trenutnom temperaturom, pritiskom i sastavom smeše. Vreme za izračunavanje koncentracija kod redukovanih modela približno je isto i kreće

se u rasponu od $40 \cdot 10^{-6}$ s za model EQMD (Olikara–Borman) do oko $370 \cdot 10^{-6}$ s za model REQMD (Depčik) za oblast siromašne smeše. Za oblast bogate smeše vrednosti su neznatno veće za modele Fergusona i Olikare zbog uticaja disocijacije, dok je vreme za izvršenje Depčikovog modela nešto kraće, oko $200 \cdot 10^{-6}$ s. Vreme za izračunavanje koncentracija je relativno kratko, reda veličine $50 \cdot 10^{-6}$ s za osnovni redukovani model koji je dao Olikara (najkraće vreme izvršenja za oba slučaja poređenja), ali za kompletan radni ciklus 4-taktnog motora sa uobičajenom ugaonom rezolucijom od 1° KV, vreme potrebno za izračunavanje koncentracija je oko 0,030 s, a u slučaju primene programa NASA, oko 73 s!

Ukupna analiza pokazuje da je model Olikara–Borman optimalno rešenje u pogledu potrebnog nivoa detaljnosti, tačnosti i brzine izvršenja koda, i da takođe ima potrebne potencijale za univerzalnu primenu u slučaju korišćenja drugih vrsta goriva. Zbog toga će u ovom radu biti primenjen model za izračunavanje ravnotežnih koncentracija sa 12 relevantnih komponenata, sa ograničenjem na niskotemperaturskom delu ciklusa u kome će biti primenjena pretpostavka o zamrznutoj hemijskoj ravnoteži.

6.5 Model Olikara–Borman

Model Olikara–Borman [135] definisan je za 12 relevantnih produkata sagorevanja, od čega 9 nastaje sagorevanjem goriva, dok su 3 komponente pasivne i potiču iz same atmosfere. Iz opravdanih razloga, zanemaruje se koncentracija ugljen-dioksida koji potiče iz atmosfere, pa se pojednostavljenjem izraza (6.19), reakcija sagorevanja svodi na sledeći oblik:



Leva strana izraza može se preformulisati i prikazati na način pogodniji za određivanje bilansa svakog od hemijskih elemenata:

$$y_F \cdot [nC + mH + r_O O + r_N N + r_{Ar} Ar] \quad (6.21)$$

gde su koeficijenti definisani na sledeći način:

$$r_O = \frac{l}{2} + \lambda \cdot \epsilon \quad (6.22)$$

$$r_N = \frac{k}{2} + \psi \cdot \lambda \cdot \epsilon \quad (6.23)$$

$$r_{Ar} = \xi \cdot \lambda \cdot \epsilon \quad (6.24)$$

$$\epsilon = n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2} \quad (6.25)$$

Bilansi za svaki od elemenata su:

$$(C) \quad y_6 + y_{10} = n \cdot y_F \quad (6.26)$$

$$(H) \quad y_1 + 2 \cdot y_4 + y_5 + 2 \cdot y_9 = m \cdot y_F \quad (6.27)$$

$$(O) \quad y_2 + y_5 + y_6 + y_7 + 2 \cdot y_8 + y_9 + 2 \cdot y_{10} = 2 \cdot r_O \cdot y_F \quad (6.28)$$

$$(N) \quad y_3 + y_7 + 2 \cdot y_{11} = 2 \cdot r_N \cdot y_F \quad (6.29)$$

$$(Ar) \quad y_{12} = r_{Ar} \cdot y_F \quad (6.30)$$

Na kraju, neophodno je uvesti ograničenje za molarne udele svih produkata koji su uzeti u obzir:

$$\sum_{i=1}^{12} y_i = 1.0 \quad (6.31)$$

Za određivanje 13 nepoznatih molarnih koncentracija neophodno je definisati 7 karakterističnih reakcija u kojima se formiraju vodonik, kiseonik i azot u atomskom obliku (H, O i N, respektivno), hidroksilna grupa (OH), azot-monoksid (NO), vodene pare (H₂O) i ugljen-dioksida (CO₂) iz reakcije dogorevanja ugljen-monoksida (CO). Za svaku od reakcija definišu se konstante hemijske ravnoteže, na osnovu čega se preko koncentracija vodonika, kiseonika i azota u molekularnom obliku (H₂, O₂ i N₂, respektivno) i ugljen-monoksida (CO), dolazi do izraza za molarne koncentracije navedenih komponenata. Na taj način se problem određivanja 13 nepoznatih

koncentracija (koncentracije 12 produkata i goriva) svodi na problem određivanje koncentracija 4 komponente (H₂, O₂, N₂ i CO), dok se ostale mogu izraziti kao zavisne promenljive.

$$f_j(y_4, y_6, y_8, y_{11}) = 0 \quad j = 1,2,3,4 \quad (6.32)$$

Ako se uvedu oznake za vektor vrednosti nepoznatih koncentracija u okolini tačnog rešenja i vektor vrednosti tačnih rešenja:

$$[y_4^\Delta, y_6^\Delta, y_8^\Delta, y_{11}^\Delta] \quad [y_4^0, y_6^0, y_8^0, y_{11}^0] \quad (6.33)$$

leva strana svake od jednačina u sistemu (6.32) može se razviti u Taylorov red. Ako se definišu odstupanja svake od nepoznatih koncentracija:

$$\Delta y_i = y_i^0 - y_i^\Delta \quad i = 4,6,8,11 \quad (6.34)$$

i ako se zanemare parcijalni izvodi višeg reda, dobija se sistem linearnih jednačina u kojima Δy_i predstavlja približnu korekciju:

$$f_j + \frac{\partial f_j}{\partial y_4} \cdot \Delta y_4 + \frac{\partial f_j}{\partial y_6} \cdot \Delta y_6 + \frac{\partial f_j}{\partial y_8} \cdot \Delta y_8 + \frac{\partial f_j}{\partial y_{11}} \cdot \Delta y_{11} \cong 0 \quad (6.35)$$

Umesto rešavanja sistema sa četiri nelinearne jednačine, problem se svodi na rešavanje četiri linearne jednačine za određivanje vrednosti korekcije koncentracije svake od komponenata. Ako se deklarise kolona-vektor ΔY kojoj pripadaju korekcije Δy_i , $i=1\div 4$, sistem se svodi na matrični oblik:

$$[A][\Delta Y] = [B] \quad (6.36)$$

pri čemu su članovi kvadratne matrica A i kolona-matrice B definisane na sledeći način:

$$A_{ij} = \frac{\partial f_j}{\partial y_i}, \quad \begin{array}{l} i = 4,6,8,11 \\ j = 1,2,3,4 \end{array} \quad (6.37)$$

$$B_j = -f_j, \quad j = 1,2,3,4 \quad (6.38)$$

Sistem linearnih jednačina rešava se numeričkim putem, Njutn–Rafsonovom metodom.

Pregled karakterističnih reakcija, izraza za konstante ravnoteže za svaku od reakcija, odgovarajuće transformacije sistema jednačina, postupak redukcije i rešavanja

sistema jednačina i izračunavanja početnih vrednosti koncentracija potrebnih za inicijalizaciju iterativnog postupka mogu se naći u literaturi [135].

Pošto se odrede molarne koncentracije produkata sagorevanja, primenom Daltonovog zakona moguće je izračunati vrednosti specifičnih toplota, gasne konstante i unutrašnje energije za produkte sagorevanja kao smešu pojedinačnih komponenata.

Za određivanje parcijalnih izvoda unutrašnje energije, entalpije i gasne konstante u funkciji temperature, pritiska i sastava gasa, neophodno je odrediti i parcijalne izvode molarnih koncentracija svih produkata u funkciji navedenih veličina stanja. Parcijalni izvodi koncentracija vodonika, kiseonika i azota u atomskom obliku (H, O i N, respektivno), hidroksilne grupe (OH), azot-monoksida (NO), vodene pare (H₂O) i ugljen-dioksida (CO₂) mogu se odrediti iz izraza za njihove koncentracije u kojima figurišu molarne koncentracije preostale četiri nezavisne komponente (H₂, O₂, N₂ i CO). Za to je neophodno najpre odrediti parcijalne izvode tih komponenata. Do njih se dolazi rešavanjem sistema od četiri diferencijalne jednačine koje se dobijaju diferenciranjem jednačina postavljenim u obliku (6.32). Kada se određuju parcijalni izvodi u funkciji temperaure, jednačine su date na sledeći način:

$$\frac{\partial f_j}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial y_4} \cdot \frac{\partial y_4}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial y_6} \cdot \frac{\partial y_6}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial y_8} \cdot \frac{\partial y_8}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial y_{11}} \cdot \frac{\partial y_{11}}{\partial T} = 0, \quad (6.39)$$

$$j = 1,2,3,4$$

Kao i u slučaju određivanja molarnih koncentracija, ovaj sistem jednačina se može prikazati u matričnom obliku:

$$[A][\Delta Y] = [B'] \quad (6.40)$$

pri čemu su članovi kvadratne matrica A definisani na isti način kao i u slučaju određivanja molarnih koncentracija (6.39), dok kolona-matrica B' sadrži parcijalne izvode jednačina f u funkciji temperature:

$$B_j' = -\frac{\partial f_j}{\partial T}, \quad j = 1,2,3,4 \quad (6.41)$$

Postupak određivanja parcijalnih izvoda koncentracija svih produkata u funkciji pritiska i temperature izduvnog gasa prikazan je u literaturi [135].

Parcijalni izvodi veličina potrebnih za rešavanje sistema diferencijalnih jednačina koje opisuju radni proces, određuju se na osnovu poznatih vrednosti

parcijalnih izvoda koncentracija. Promena molarne mase produkata u funkciji temperature, dobija se primenom Daltonovog zakona:

$$\frac{\partial M}{\partial T} = \sum_{i=1}^{12} \frac{\partial y_i}{\partial T} \cdot M_i \quad (6.42)$$

Parcijalni izvodi gasne konstante, entalpije i unutrašnje energije takođe su izraženi preko vrednosti parcijalnih izvoda koncentracija produkata u funkciji temperature:

$$\frac{\partial R}{\partial T} = -\frac{R_o}{M^2} \cdot \frac{\partial M}{\partial T} = -\frac{R}{M} \cdot \frac{\partial M}{\partial T} \quad (6.43)$$

$$\frac{\partial h}{\partial T} = \frac{1}{M} \cdot \left[\sum_{i=1}^{12} \left(y_i \cdot \frac{\partial h_i}{\partial T} + \frac{\partial y_i}{\partial T} \cdot h_i \right) - \frac{\partial M}{\partial T} \cdot h \right] \quad (6.44)$$

$$\frac{\partial u}{\partial T} = \frac{\partial h}{\partial T} - R - \frac{\partial R}{\partial T} \cdot T \quad (6.45)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- M_i – molarne mase i-te komponente
- M – molarna masa produkata
- R_o – univerzalna gasna konstanta

Na sličan način određuju se i odgovarajući parcijalni izvodi u funkciji pritiska gasa, i ukoliko je to zbog prirode samog procesa formiranja smeše, i u funkciji sastava gasa. Detaljan prikaz ovog postupka dat je u literaturi [135].

Struktura izraza (6.45) i (6.46) pokazuje da je za izračunavanje vrednosti parcijalnih izvoda neophodno poznavanje specifične entalpije i specifične unutrašnje energije svake od komponenata, pojedinačno. Ove vrednosti mogu biti dobijene iz tablica, dijagrama ili se mogu izračunati primenom nekog od poznatih aproksimacionih polinomskih modela. Ovaj aspekt problema biće razmotren u posebnom poglavlju.

6.6 Primena pretpostavke o zamrznutoj ravnoteži

Proces disocijacije karakterističan je za fazu sagorevanja i jedan značajan deo faze širenja zbog uticaja visokih temperatura. Tokom tih faza ciklusa, izračunavanje

ravnotežnih koncentracija je u potpunosti opravdano jer se tim postupkom rekombinacija produkata uzima u obzir. Međutim, izračunavanje ravnotežnih koncentracija produkata sagorevanja tokom simulacije kompletnog ciklusa nema posebnog smisla i to iz sledećih razloga:

- tokom faze širenja i izduvavanja uticaj disocijacije opada sa snižavanjem temperature gasa i može se zanemariti na temperaturama nižim od 2000 K;
- tokom usisavanja i sabijanja koncentracija zaostalih produkata je mala, pa je potpuno opravdano primeniti neki jednostavniji postupak.

Ako se razmatra konkretan slučaj nultodimenzionalnog dvozonskog modela radnog procesa benzinskog motora, postupak izračunavanja ravnotežnih koncentracija ima smisla primeniti samo u dva slučaja:

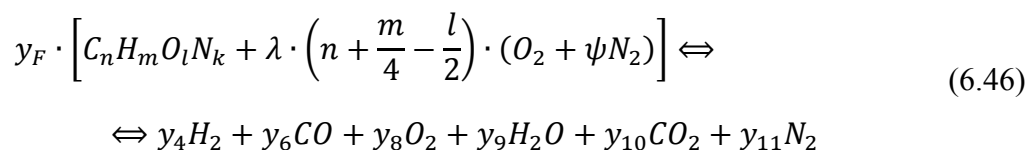
- tokom sagorevanja, ali samo u zoni produkata sagorevanja, s obzirom da temperature u toj zoni prevazilaze vrednost od 2000 K;
- tokom početne faze širenja, dok je temperatura gasa viša od granične za koju se pretpostavlja da utiče na disocijaciju.

Iz ovoga se zaključuje, da se tokom većeg dela ciklusa (oko 3/4 ukupnog trajanja ciklusa) može uvesti pretpostavku o zamrznutoj ravnoteži i za taj slučaj primeniti jednostavniji postupak određivanja sastava gasa i njegovih termodinamičkih karakteristika. Za rešenje ovog problema neophodno je:

- definisati reprezentativnu reakciju za formiranje produkata;
- definisati izraze za izračunavanje koncentracija ograničenog broja produkata za slučajeve stehiometrijske, bogate i siromašne smeše;
- definisati graničnu temperaturu gasa pri kojoj se sa izračunavanja ravnotežnih koncentracija prelazi na pretpostavku o zamrznutoj ravnoteži.

Za nesagorelu smešu se uobičajeno koristi uprošćen model koji pretpostavlja zamrznute ravnotežne koncentracije produkata. S obzirom da je koncentracija produkata u nesagoreloj smeši relativno mala (5–40%) opravdano je zanemariti uticaj komponenata čije su koncentracije inače male (NO, OH, O, H i N). Takođe, opravdano je zanemariti i uticaj koncentracije argona u sastavu atmosferskog vazduha. Reakcija definisana izrazima (6.19) i (6.20) se može pojednostaviti zanemiranjem uticaja

navedenih komponenata čime se ukupan broj produkata svodi na šest, što je prikazano sledećom reakcijom:



Prethodna reakcija se može posebno posmatrati za karakteristične uslove sagorevanja, pa će koncentracije pojedinih komponenata biti određene eksplicitno na sledeći način:

- u slučaju sagorevanja siromašne smeše ($\lambda > 1$) molarne koncentracije ugljen-monoksida (CO) i vodonika u molekularnom obliku (H_2) se mogu zanemariti;
- u slučaju bogate smeše ($\lambda < 1$) molarna koncentracija kiseonika u molekularnom obliku (O_2) se zanemaruje, a koncentracija ugljen-monoksida (CO) se određuje iz reakcije za vodeni gas.

Slučaj sagorevanja stehiometrijske smeše, kada se zanemaruju molarne koncentracije kiseonika i vodonika u molekularnom obliku (O_2 i H_2) i koncentracija ugljen-monoksida (CO) može se obuhvatiti slučajem sagorevanja siromašne smeše, što se može videti iz izraza za atomski bilans kiseonika. Kao poseban slučaj može se razmatrati i sagorevanje ekstremno bogate smeše kada je u obzir neophodno uzeti i koncentraciju nesagorelog goriva. S obzirom na to da se takva podešavanja procesa sagorevanja ne praktikuju, ovaj aspekt neće biti posebno analiziran, niti uzet u obzir u ovom radu. Više detalja o načinu rešavanja ovog specifičnog problema može se naći u radu Sjiaoa [136].

Pod pretpostavkom da važi jedan od dva prethodno definisana slučaja i da nema tragova nesagorelog goriva, molarne koncentracije pojedinih produkata mogu se odrediti na jednostavan način na osnovu atomskog bilansa koji je prikazan u jednačinama (6.25)–(6.29). Rešenja su prikazana u Tab. 6.3.

Slučaj rada sa siromašnom i stehiometrijskom smešom, očigledno nije problem i do koncentracija komponenata se dolazi eksplicitno. U slučaju rada sa bogatom smešom, koncentracija ugljen-monoksida je nezavisna promenljiva od koje zavise koncentracije vodonika, vodene pare i ugljen-dioksida. Do nepoznate koncentracije ugljen-monoksida dolazi se iz reakcije vodenog gasa:



za koju se pretpostavlja da se nalazi u ravnoteži za datu temperaturu. Konstanta hemijske ravnoteže za istu reakciju predstavlja se na uobičajen način, preko parcijalnih pritisaka reaktanata i produkata, odnosno preko njihovih koncentracija:

$$K(T) = \frac{p_{CO} \cdot p_{H_2O}}{p_{CO_2} \cdot p_{H_2}} = \frac{y_{CO} \cdot y_{H_2O}}{y_{CO_2} \cdot y_{H_2}} = \frac{y_6 \cdot y_9}{y_{10} \cdot y_4} \quad (6.48)$$

Tab. 6.3 – Izrazi za izračunavanje broja molova komponenta za slučaj zamrznute ravnoteže

Komponenta	Sastav smeše	
	$\lambda > 1$	$\lambda < 1$
H_2 y_4	0	$2 \cdot (1 - \lambda) \cdot \epsilon \cdot y_F - y_6$
CO y_6	0	y_6
O_2 y_8	$(\lambda - 1) \cdot \epsilon \cdot y_F$	0
H_2O y_9	$\frac{m}{2} \cdot y_F$	$[2 \cdot \lambda \cdot \epsilon - (2 \cdot n - l)] \cdot y_F + y_6$
CO_2 y_{10}	$n \cdot y_F$	$n \cdot y_F - y_6$
N_2 y_{11}	$\left[\frac{k}{2} + \lambda \cdot \epsilon \cdot \psi \right] \cdot y_F$	$\left[\frac{k}{2} + \lambda \cdot \epsilon \cdot \psi \right] \cdot y_F$

Konstanta hemijske ravnoteže se može izračunati na osnovu izraza dobijenog aproksimacijom tabličnih vrednosti iz JANAF tablica [47,49,50]:

$$K(T) = e^{2,743 - 1,761 \cdot Z - 1,611 \cdot Z^2 + 0,2803 \cdot Z^3}, \quad Z = \frac{1000}{T} \quad (6.49)$$

Zamenom izraza za koncentracije pojedinih komponenta u izraz za konstantu ravnoteže (6.49), dobija se kvadratna jednačina po y_6 u sledećem obliku:

$$a \cdot y_6^2 + b \cdot y_6 + c = 0 \quad (6.50)$$

gde su koeficijenti u kvadratnoj jednačini dati na sledeći način:

$$a = 1 - K(T) \quad (6.51)$$

$$b = y_F \cdot \{2 \cdot \lambda \cdot \epsilon - (2 \cdot n - l) + K(T) \cdot [n + 2 \cdot (1 - \lambda) \cdot \epsilon]\} \quad (6.52)$$

$$c = -K(T) \cdot 2 \cdot n \cdot (1 - \lambda) \cdot \epsilon \cdot y_F^2 \quad (6.53)$$

Pošto je definisan postupak određivanja sastava gasa pod pretpostavkom zamrznute ravnoteže, preostaje da se odredi i granična temperatura gasa pri kojoj se sa izračunavanja ravnotežnih koncentracija prelazi na pretpostavku o zamrznutoj ravnoteži. Na ovaj podatak utiču procesni parametri i sastav gasa tokom radnog procesa i potpuno je razumljivo da ne može biti tretiran kao konstanta. Ipak, može se pokazati da za vrednosti temperatura ispod 1700–1800 K, za širok raspon pritisaka i različite sastave smeše, značajnih razlika u vrednostima specifičnih toplota produkata sagorevanja pri konstantnom pritisku nema ako se računaju primenom pretpostavke o ravnotežnim koncentracijama i ako se računaju pod pretpostavkom zamrznute ravnoteže. Detaljan prikaz ovakovog sistematskog istraživanja dao je Hejvud [49] i predložio diskretnu vrednost temperature od 1740 K, što odgovara vrednosti konstante ravnoteže za reakciju vodenog gasa od oko 3,5. Slične opservacije dao je i Pišinger i utvrdio da se pretpostavka o zamrznutoj ravnoteži može koristiti na temperaturama ispod 1800 K.

Na kraju postupka određivanja sastava produkata sagorevanja, neophodno je odrediti i sastav radne materije tokom procesa i eksplicitno uvesti podatak o koncentraciji zaostalih produkata sagorevanja. Pošto su poznate molarne koncentracije komponenata, moguće je odrediti njihove masene koncentracije, za šta se koristi sledeći opštepoznati izraz:

$$x_i = y_i \cdot \frac{M_i}{M} \quad (6.54)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- M_i – molarna masa i -te komponente
- M – molarna masa produkata
- x_i – masena koncentracija i -te komponente

Za izvođenje izraza za izračunavanje ukupne mase gasa, masenih i molarnih koncentracija para goriva, vazduha i zaostalih produkata sagorevanja može se iskoristiti izraz za reakciju sagorevanja u neznatno izmenjenom obliku:

$$\begin{aligned}
 & y_F \cdot C_n H_m O_l N_k + y_F \cdot \lambda \cdot \left(n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2} \right) \cdot (O_2 + \psi N_2 + \xi Ar) = \\
 & = y_F \cdot C_n H_m O_l N_k + y_A \cdot (O_2 + \psi N_2 + \xi Ar) = \\
 & y_{r0} \cdot C_n H_m O_l N_k + y_{r8} \cdot O_2 + y_{r11} \cdot N_2 + y_{r12} \cdot Ar \Leftrightarrow \\
 & \Leftrightarrow y_{p1} H + y_{p2} O + y_{p3} N + y_{p4} H_2 + y_{p5} OH + y_{p6} CO + \\
 & + y_{p7} NO + y_{p8} O_2 + y_{p9} H_2O + y_{p10} CO_2 + y_{p11} N_2 + y_{p12} Ar
 \end{aligned} \tag{6.55}$$

gde su y_{r0} , y_{r8} , y_{r11} i y_{r12} koncentracije goriva, kiseonika, azota i argona u smeši para goriva i vazduha, a $y_{p1} \dots y_{p12}$ koncentracije komponenata produkata. Ako je poznata vrednost masenog udela zaostalih produkata sagorevanja x_{RG} , molarna koncentracija zaostalih produkata sagorevanja se može izračunati pomoću sledećeg izraza:

$$y_{RG} = \frac{x_{RG}}{x_{RG} + \frac{\sum M_i \cdot y_{pi}}{\sum M_i \cdot y_{ri}} \cdot (1 - x_{RG})} \tag{6.56}$$

Molarne i masene koncentracije reaktanata i produkata u smeši para goriva, čistog vazduha i zaostalih produkata sagorevanja se izračunvaju na sledeći način:

$$y_i = (1 - y_{RG}) \cdot y_{ri} + y_{RG} \cdot y_{pi} \tag{6.57}$$

$$x_i = (1 - x_{RG}) \cdot x_{ri} + x_{RG} \cdot x_{pi} \tag{6.58}$$

Pošto su u programu koncentracije svih komponenata date u vektorskom obliku, izrazi su formulisani tako da se izračunavanje može sprovesti množenjem vektora. Komponente koje nisu zastupljene imaju eksplicitno zadatu vrednost koncentracije 0. Izrazi se mogu primeniti univerzalno i u slučaju zamrznute ravnoteže i tokom sagorevanja kada se izračunavaju ravnotežne koncentracije, s tim što će vektori koncentracija biti formirani sa različitim brojem aktivnih članova.

Na osnovu poznatih masenih i molarnih koncentracija komponenata, mogu se odrediti neophodne termodinamičke karakteristike radne materije primenom Daltonovog zakona za smešu idealnih gasova. Izrazi za gasnu konstantu, specifičnu

toplotu pri konstantnom pritisku, specifičnu entalpiju i specifičnu unutrašnju energiju glase:

$$R = \frac{R_o}{\sum M_i \cdot y_i} \quad (6.59)$$

$$h(T) = R \cdot T \cdot \left[\frac{h(T)}{R \cdot T} \right] = R \cdot T \cdot \sum y_i \left[\frac{h(T)}{R \cdot T} \right]_i \quad (6.60)$$

$$c_p(T) = R \cdot \left[\frac{c_p(T)}{R} \right] = R \cdot \sum y_i \cdot \left[\frac{c_p(T)}{R} \right]_i \quad (6.61)$$

$$u(T) = h(T) - R \cdot T \quad (6.62)$$

6.7 Određivanje entalpije i unutrašnje energije komponenata smeše i produkata

Kada se govori o termodinamičkim procesima koje karakterišu veliki rasponi temperatura, taj uticaj se mora uzeti u obzir pri određivanju specifičnih toplota pri konstantnoj zapremini i pritisku. Za veliki broj hemijskih supstanci ove zavisnosti se mogu naći u tabelarnom ili dijagramskom obliku. U tom pogledu, najobimniju bazu predstavljaju JANAF tablice termodinamičkih karakteristika koje obuhvataju oko 2000 čistih hemijskih supstanci [127,128]. Podrazumeva se, da su ovim obuhvaćene sve glavne komponente izduvnih gasova motora SUS, ali i one koje se javljaju u tragovima, odnosno u mikrokonzentracijama. Međutim, kada se govori o konkretnoj primeni u okviru obimnih i složenih simulacija kakva je, recimo, simulacija radnog procesa motora, ovakav način prikaza dve veoma važne termodinamičke karakteristike nema posebno veliku praktičnu vrednost. Umesto tabelarnog zadavanja svih karakteristika u digitalnom obliku (formiranje posebnih datoteka) i interpolacije numeričkih podataka za diskretne vrednosti temperature, pogodnije je primeniti aproksimacione funkcije kojima se sa dovoljnom tačnošću mogu interpretirati tražene vrednosti. Ako se govori o utrošku procesorskog vremena, ovaj pristup je racionalniji jer je broj potrebnih matematičkih operacija manji.

Uobičajeno se za ove potrebe koriste aproksimacije polinomima višeg reda koje su dali Gordon i Makbrajd (NASA TN D-4097 iz 1967. god.), a kasnije koristili Svela i Makbrajd [129]. Metoda je često citirana i dobro dokumentovana i može se naći u literaturi uz prpratne tabele sa koeficijentima polinoma za određen, relativno ograničen broj hemijskih supstanci [47,49–51]. Prema Makbrajdu [129], redukovana specifična toplota pri konstantnom pritisku, redukovana specifična entalpija i redukovana specifična entropija za i -tu komponentu, date su sledećim polinomima sa 7 koeficijenata:

$$\frac{c_{p,i}(T)}{R} = a_{i1} + a_{i2} \cdot T + a_{i3} \cdot T^2 + a_{i4} \cdot T^3 + a_{i5} \cdot T^4 \quad (6.63)$$

$$\frac{h_i(T)}{R \cdot T} = a_{i1} + \frac{a_{i2}}{2} \cdot T + \frac{a_{i3}}{3} \cdot T^2 + \frac{a_{i4}}{4} \cdot T^3 + \frac{a_{i5}}{5} \cdot T^4 + \frac{a_{i6}}{T} \quad (6.64)$$

$$\frac{s_i(T)}{R} = a_{i1} \cdot \ln T + a_{i2} \cdot T + \frac{a_{i3}}{2} \cdot T^2 + \frac{a_{i4}}{3} \cdot T^3 + \frac{a_{i5}}{4} \cdot T^4 + a_{i7} \quad (6.65)$$

Potrebne vrednosti specifične toplote, specifične entalpije i specifične entropije za datu temperaturu mogu se izračunati ukoliko je poznata vrednost gasne konstante za datu komponentu. Vrednosti koeficijenata specificirani su za dva temperaturska opsega, 300–1000 K i 1000–5000 K, respektivno.

Poboljšani i trenutno najpotpuniji model za aproksimaciju termodinamičkih karakteristika gasova dali su, takođe, Gordon i Makbrajd 1994–1996 [138,139]. Model je zasnovan na polinomima sa ukupno 9 koeficijenata. Temperaturski opseg je proširen na 200–6000 K, s tim što je, kao i u slučaju prethodne verzije modela, set koeficijenata dat za opsege 200–1000 K i 1000–6000 K. Ovaj model je dobro dokumentovan i u Burkatovom (Burcat) radu [140], sa pregledom dostupnih baza termodinamičkih karakteristika čistih hemijskih supstanci na osnovu kojih je postavljen model. Isti autor daje i javno dostupnu bazu koeficijenata za primenu ovog modela [141]. Izrazi za izračunavanje redukovanih vrednosti specifične toplote pri konstantnom pritisku, specifične entalpije i entropije dati su na sledeći način:

$$\frac{c_{p,i}(T)}{R} = a_{i1} \cdot T^{-2} + a_{i2} \cdot T^{-1} + a_{i3} + a_{i4} \cdot T + a_{i5} \cdot T^2 + a_{i6} \cdot T^3 + a_{i7} \cdot T^4 \quad (6.66)$$

$$\frac{h_i(T)}{R \cdot T} = a_{i1} \cdot T^{-2} + \frac{a_{i2}}{T} \cdot \ln T + a_{i3} + \frac{a_{i4}}{2} \cdot T + \frac{a_{i5}}{3} \cdot T^2 + \frac{a_{i6}}{4} \cdot T^3 + \frac{a_{i7}}{5} \cdot T^4 + \frac{a_{i8}}{T} \quad (6.67)$$

$$\frac{s_i(T)}{R} = -\frac{a_{i1}}{2} \cdot T^{-2} - a_{i2} \cdot T^{-1} + a_{i3} \ln T + a_{i4} \cdot T + \frac{a_{i5}}{2} \cdot T^2 + \frac{a_{i6}}{3} \cdot T^3 + \frac{a_{i7}}{4} \cdot T^4 + a_{i9} \quad (6.68)$$

Najnoviji model, posebno razvijen za primenu u simulacijama radnog procesa motora dali su Rozario i Mikele (Rosario, Michele) [142] koristeći iste izvorne podatke iz JANAF tablica i dopune Čejša, Makbrajda i Gerviča (Chase, McBride, Gurvich). Model je nešto složeniji i zasnovan je na logaritamskim funkcijama za aproksimaciju specifične toplote pri konstantnom pritisku, specifične entalpije, specifične entropije i konstante hemijske ravnoteže. Funkcije su date u sledećem obliku:

$$c_{p,i}(T^*) = \sum_{j=0}^5 a_{i0} \cdot [\ln(T^*)]^j \quad (6.69)$$

$$h_i(T^*) = T \cdot \sum_{j=0}^5 b_{i0} \cdot [\ln(T^*)]^j + T_0 \cdot b_{i0} + \Delta h_{fi} \quad (6.70)$$

$$s_i(T^*, p^*) = \sum_{j=1}^6 c_{i0} \cdot [\ln(T^*)]^j - R \cdot \ln(p^*) + s_i(1,1) \quad (6.71)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- T^* – redukovana temperatura $T^*=T/T_0$
- p^* – redukovani pritisak $p^*=p/p_0$
- Δh_f – entalpija formiranja

Za razliku od Makbrajdovog modela zasnovanog na polinomima sa 7 koeficijenata, koji koriste dva seta koeficijenata za različite temperaturske opsege, logaritamske funkcije Rozarija koriste jedan set koeficijenata za pun temperaturski opseg od 300–5000 K i u tom smislu je jednostavniji za korišćenje. Model je dao nešto bolje karakteristike u gornjem delu temperaturskog opsega u poređenju sa polinomskim modelom NASA sa 7 koeficijenata, ali poređenje nije dato za najnoviji model NASA sa 9 koeficijenata. Značajna razlika između polinomskih modela NASA sa 7 i 9 koeficijenata i Rozariovog modela jeste u načinu na koji se tretira entalpija formiranja Δh_f . Modeli NASA iz praktičnih razloga uključuju entalpiju formiranja (koeficijent a_{i6} i a_{i8} , respektivno), dok je kod Rozariovog modela u pitanju član koji se posebno specificira. Takođe, treba napomenuti da su Rozario i Mikele bazu koeficijenata prilagodili modelu za određivanje ravnotežnih koncentracija sa 12 produkata. U slučaju povećanja broja komponenata, što kod modela Olikara–Borman modela ne predstavlja posebnu teškoću, a što je, na primer, u potpunosti opravdano kod primene alkohola, ovaj model ne bi bilo moguće koristiti bez prethodne pripreme i identifikacije koeficijenata polinoma za produkte koji nisu obuhvaćeni izvornom verzijom. U ovom radu biće korišćen model NASA sa 9 koeficijenata, s obzirom na to da je baza koeficijenta otvorena i dostupna za veliki broj komponenata koje potencijalno mogu biti interesantne za simulacije radnog procesa motora i sa alternativnim gorivima ili za detaljnije analize sastava produkata sagorevanja.

6.8 Određivanje specifične unutrašnje energije i entalpije para goriva

Gorivo i pare goriva mogu se, principijelno, tretirati na dva načina kada su u pitanju termodinamičke karakteristike radne materije. Kod dizel-motora i benzinskih motora sa direktnim ubrizgavanjem goriva, termodinamičke karakteristike goriva nemaju presudan značaj za tačnost simulacije. Jedini podatak koji je značajan za simulaciju jeste podatak o donjoj toplotnoj moći preko koga se uz poznavanje udela sagorelog goriva lako dolazi i do ukupne energije dovedene sagorevanjem. Često se u literaturi može naići na sličan pristup i kod motora sa spoljnim formiranjem smeše, pri čemu se uticaj karakteristika para goriva na termodinamičke karakteristike radne materije zanemaruju. Svakako, korektan pristup nalaže tretiranje para goriva i njenih termodinamičkih karakteristika na isti način na koji se tretiraju i ostale komponente radne materije – kiseonik, azot, argon,

zaostali produkti sagorevanja. Za određivanje specifične toplote i unutrašnje energije mogu se koristiti dva modela:

- model sa 5 koeficijenata za izračunavanje redukovanih parametara po analogiji sa modelom koji su dali Gordon i Makbrajd za gasove (NASA model sa 7 i 9 koeficijenata);
- model sa 7 koeficijenata za izračunavanje specifične toplote pri konstantnom pritisku i specifične entalpije.

Jednačine za izračunavanje redukovane specifične toplote pri konstantnom pritisku i redukovane specifične entalpije prema Fergusonu [47] glase:

$$\frac{c_{pf}(T)}{R} = a_{f1} + a_{f2} \cdot T + a_{f3} \cdot T^2 = \sum_{i=1}^3 a_{fi} \cdot T^{i-1} \quad (6.72)$$

$$\frac{h_f(T)}{R \cdot T} = a_{f1} + \frac{a_{f2}}{2} \cdot T + \frac{a_{f3}}{3} \cdot T^2 + \frac{a_{f4}}{T} = \sum_{i=1}^3 \frac{a_{fi}}{i} T^{i-1} + \frac{a_{f4}}{T} \quad (6.73)$$

Jednačine za izračunavanje specifične toplote pri konstantnom pritisku i specifične entalpije prema Hejvudu [49] date su na sledeći način:

$$\begin{aligned} c_{pf}(T) &= a_{f1} + a_{f2} \cdot \frac{T}{1000} + a_{f3} \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^2 + a_{f4} \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^3 = \\ &= \sum_{i=1}^4 a_{fi} \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^{i-1} \end{aligned} \quad (6.74)$$

$$\begin{aligned} h_f(T) &= a_{f1} \cdot \frac{T}{1000} + \frac{a_{f2}}{2} \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^2 + \frac{a_{f3}}{3} \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^3 + \\ &+ \frac{a_{f4}}{4} \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^4 - a_{f5} \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^{-1} + a_{f6} + a_{f7} \end{aligned} \quad (6.75)$$

Oba modela imaju sličnu strukturu pa je moguće generalizovati postupak izračunavanja i svesti ga na postupak definisan izrazima (6.72) i (6.73). S obzirom na to da se koeficijenti polinoma koji se koriste u oba modela mogu naći za različita goriva, simulacija je prilagođena korišćenju oba modela, a baza koeficijenata za Fergusonov model je prilagođena modelu sa 7 koeficijenata. Oba modela imaju ključnu prednost

kada se simulacija sprovodi sa mešavinama goriva. U tim slučajevima, osim određivanja uobičajenih parametara kao što su odnos broja vodonikovih i ugljenikovih atoma (H/C), molekularne mase, toplotne moći, neophodno je odrediti i maseno učešće svake od komponenata. Na osnovu tih podataka moguće je primenom Daltonovog zakona za smeše idealnih gasova odrediti i termodinamičke karakteristike složene mešavine goriva.

7 Model mehaničkih gubitaka motora

Može se slobodno reći da eksperimentalno određivanje i modeliranje mehaničkih gubitaka u motoru predstavlja jednu od najinteresantnijih tema za istraživanje. Koliko je problem složen pokazuje to što veliki broj autora često svesno zanemaruje mehaničke gubitke ili pokušava da ih odredi i uključi u simulaciju na indirektan način. Mehanički gubici u motoru mogu se formulirati kao globalni ili komponentni, osrednjeni u vremenskom domenu za dati kvazistacionarni režim, ili se mogu posmatrati dinamički u ugaonom domenu.

U prvu kategoriju modela spadaju jednostavni, globalni, čisto empirijski modeli kojima se uspostavlja zavisnost između ukupnih mehaničkih gubitaka i parametara radnog režima (tekući broj obrtaja i opterećenje motora) kakav je Čen–Flinov (Chen–Flinn) model, koji se može naći u nekim komercijalno dostupnim softverskim paketima za simulacije motorskih sistema (npr. Wave,). U istu grupu se može ubrojati i model Jagla (Yagl) i grupe autora [143].

Drugu grupu modela predstavljaju globalni poluempirijski komponentni modeli za izračunavanje ukupnih srednjih mehaničkih gubitaka u kojima se svaki tip gubitaka simulira posebnim izrazom. Dobar pregled i uporednu analizu poznatih modela Receka–Henajn (Rezeka, Henein) i Paton–Ničke–Hejvud (Patton, Nitschke, Heywood), dali su Arsi (Arsie) i grupa autora [144], na osnovu čega je ista grupa autora formulisala i sopstveni model. U ovu grupu modela treba svrstati i poboljšanu verziju Paton–Ničke–Hejvudovog modela, koju je dao Sandoval (Sandoval) [145], proširujući ga uvođenjem izraza za određivanje viskoznosti maziva u funkciji temperature. Za slučaj nestacionarnog rada, Tučilo (Tuccillo) [146] je dao rešenje zasnovano na modelu Receka–Henajn.

Komponentni modeli imaju prednost nad jednostavnim, empirijskim globalnim modelima, pošto je moguće pratiti i analizirati uticaje pojedinih tipova gubitaka. Takođe, mnogo su manje osetljivi i zavisni od empirijskih koeficijenata zbog čega ih karakteriše bolja prediktivnost. Zbog toga su modeli iz ove grupe, posebno modeli

Paton–Ničke–Hejvud i Sandoval–Paton–Ničke–Hejvud, izuzetno važni alati za svakog inženjera koji se bavi razvojem novih konstrukcija. Međutim, ako je neophodno dosledno simulirati tok efektivnog obrtnog momenta, ovakvi modeli ne predstavljaju korektan izbor, jer će indicirani moment biti ofsetovan, tj. umanjen za neku konstantnu vrednost i na taj način će slika o efektivnom obrtnom momentu, a time i trenutna ugaona brzina u ugaonom domenu, biti deformisana, odnosno netačna. Srednja vrednost mehaničkih gubitaka kreće se oko 10–20%. Međutim, tokom samog ciklusa menja se karakter ali i apsolutne vrednosti mehaničkih gubitaka (konkretno, momenta mehaničkih gubitaka). Zbog toga ima smisla uložiti napor i umesto dostupnih modela za izračunavanje srednjih gubitaka (empirijskih, poluempirijskih, globalnih, komponentnih) primeniti analitičke modele i izbeći korišćenje velikog broja empirijskih koeficijenata koji su, gotovo redovno, specifični za svaki tip motora.

Da bi se stekao osećaj o doprinosu pojedinih triboloških i pomoćnih sistema u ukupnim mehaničkim gubicima, i na taj način opravdao napor potreban da se razvije set odgovarajućih modela, neophodno je sagledati relevantna istraživanja u toj oblasti. Pregled pojedinačnih udela u ukupnim gubicima dao je Tejlor (Taylor) [60]. Ovaj pregled dat je u Tab. 7.1.

Tab. 7.1 – Relativni udeo pojedinih vrsta mehaničkih gubitaka prema Tejloru [60]

Vrsta mehaničkih gubitaka	Relativni udeo u %
Kontakt klipni prstenovi – cilindar i plašt klipa – cilindar	≈40–50
Ležajevi	≈20–30
Razvodni mehanizam	≈ 7–15
Pomoćni sistemi	≈20–25

Tokom razvoja modela mora se voditi računa o tome da je priroda mehaničkih gubitaka različita. U zavisnosti od toga gde nastaju i kako se odražavaju na ukupan rad motora, mehanički gubici, pa prema tome i modeli koji će ih opisati u matematičkom smislu, mogu se svrstati u dve kategorije:

- gubici koji se javljaju u samom motoru i mogu se modelirati nekom od poznatih i dostupnih teorija za tribološke sisteme (klip–cilindar, ležajevi bregastog i kolenastog vratila, kontakt breg–podizač);
- gubici koji nemaju tribološki karakter i koji su vezani za rad pomoćnih sistema na motoru.

Očigledno je da je karakter gubitaka koji pripadaju ovim kategorijama različit i u pogledu uticaja na tok efektivnog obrtnog momenta motora. Mehanički gubici koji se javljaju u različitim tribološkim podsistemima imaju izražen dinamički karakter, pa će modeli biti razvijeni i primenjeni za izračunavanje vrednosti sile i momenta trenja u ugaonom domenu. Imajući u vidu navedene specifičnosti mehaničkih gubitaka, biće razvijeno više različitih modela i to za sledeće tribološke sisteme:

- klipni prsten – košuljica cilindra,
- plašt klipa – cilindar,
- oslonački i leteći ležajevi kolenastog vratila i oslonački ležaj bregastog vratila (hidrodinamičko podmazivanje – HD),
- breg–podizač (elastohidrodinamičko podmazivanje – EHD).

U ovu grupu mora se uvrstiti i trenje koje se javlja u kontaktu prstenaste zaptivke i rukavaca kolenastog i bregastog vratila, iako dinamički karakter, evidentno, ne postoji. Ovaj gubitak biće procenjen na osnovu eksperimentalnih i empirijskih izraza, koji se koriste u redovnoj inženjerskoj praksi.

Mehanički gubici koji potiču od pogona pomoćnih uređaja i sistema mogu se sa dovoljnom tačnošću aproksimirati srednjim vrednostima za dati kvazistacionarni radni režim motora. Ista pretpostavka se može bez posebnih ograničenja primeniti i na sisteme za napajanje gorivom (pumpa i brizgači) i paljenje (indukcioni kalem i svećice). Iako se radi o sistemima koje karakteriše impulsni tok struje i napona, taj efekat se neće odraziti na impulsni karakter gubitaka s obzirom na to da su u oba slučaja u pitanju električni potrošači napajani preko alternatora i akumulatora koji se može posmatrati kao bafer. Jednostavni modeli – funkcije, biće primenjeni za izračunavanje momenta i snage potrebnih za pogon sledećih sistema:

- cirkulacione pumpe za rashladnu tečnost,
- cirkulacione pumpe sredstva za podmazivanje,
- pumpe za gorivo i brizgača,
- sistema za paljenje motora.

U okviru ovog poglavlja biće prikazan razvijeni postupak modeliranja mehaničkih gubitaka i otpora iz obe navedene kategorije.

7.1 Model mehaničkih gubitaka u kontaktu klipni prsten – cilindar

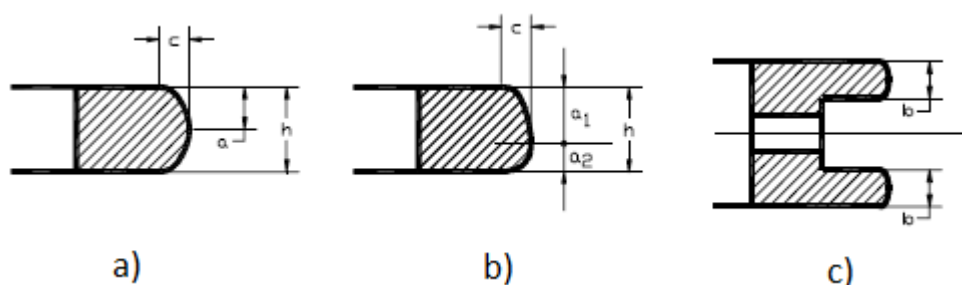
Trenje u kontaktu klipni prsten – cilindar i plašt klipa – cilindar, prema analizi prikazanoj u Tab. 7.1, očigledno predstavlja najznačajniji mehanički gubitak u motoru. Zato se modelima koji opisuju ove tribološke sisteme mora posvetiti posebna pažnja. U literaturi se može naći više modela koji se odnose na ovaj problem. U teorijskom smislu, najkompleksniji i najkompleksniji modeli, zasnovani na rešenju Reynoldsove (Reynolds) jednačine, mogu se naći kod Stenlija (Stanley) [147] i Livanosa (Livanos) [148,149]. Zbog složenosti, a imajući u vidu da problem trenja u jednom od mnogih triboloških podsistema na motoru nije isključivi cilj, ovi modeli se ne mogu smatrati optimalnim rešenjem. U inženjerskom smislu, mnogo su interesantniji modeli koji se oslanjaju na osnovnu teoriju podmazivanja i direktnu primenu Stribekovog (Stribeck) dijagrama. Taj pristup koristio je znatan broj autora, pa se u tom smislu može smatrati dovoljno pouzdanim, a dodatnu prednost predstavlja to što su potrebni empirijski podaci eksperimentalno verifikovani na različitim klasama motora. Takav pristup može se naći u radovima Čulija (Ciulli) [150], Gucomija (Guzzomi) [151,152], Taraze [153,154], Zveirija [8,155], Rakopulosa [156], Kuremenosa [157], Tringa [158], Lina i Patersona [159]. Izuzev u osnovama modela, razlike se mogu uočiti u detaljima koji se odnose na klasu motora kojoj je model prilagođen (npr. brodski motori u slučaju Rakopulosa i Kouremenosa), u načinu na koji se u obzir uzimaju geometrijske karakteristike klipnih prstenova (Stenli, Taraza), u broju empirijskih koeficijenata (Čuli, Taraza, Zveiri).

Iako u pogledu tipa primenjenog modela Stenlijevo istraživanje [147] nije posebno interesantno za ovaj rad, ono daje dva interesantna zaključka:

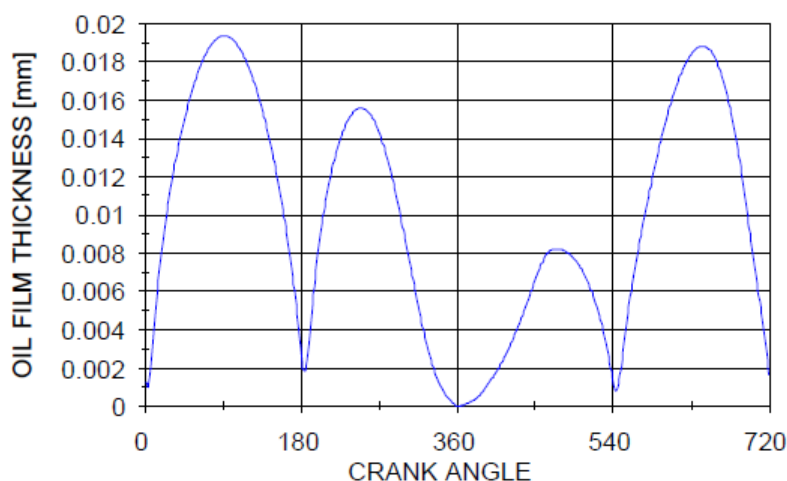
- geometrijske karakteristike klipnih prstenova značajno utiču na formiranje i debljinu uljnog filma (DUF) u okolini prstena, pa prema tome i na režim podmazivanja;
- debljina klipnog prstena ne utiče značajno na režim podmazivanja u kontaktu klipni prsten – cilindar.

Zaobljenost klipnog prstena definisana je odnosom dubine c i visine paraboličnog profila klipnog prstena a . Pojednostavljena grafička interpretacija ovog parametra prikazana je na poprečnim presecima sva tri klipna prstena na Sl. 7.1. Zaobljenost klipnog prstena definisana na taj način, uzima vrednosti u rasponu od 0,03–0,15, ali je prema istom izvoru, optimalna vrednost približno 0,06. Stenlijevo istraživanje pokazuje

da se tokom jednog radnog ciklusa uslovi podmazivanja menjaju od graničnog, u okolini SMT i UMT, preko mešanog do potpuno razvijenog hidrodinamičkog podmazivanja u srednjem delu hoda klipa. Posebno kritično stanje uočava se u okolini SMT tokom sagorevanja, kada se zbog male brzine kretanja klipa i visokih vrednosti pritiska gasa koji deluje na klipne prstenove sa unutrašnje strane (opservacija se posebno odnosi na prvi, kompresioni klipni prsten), javlja direktan kontakt metal-metal. Veći deo hoda klipa, ipak, karakteriše razvijeno hidrodinamičko podmazivanje. Simulacija koju je dao Stenli [147] za vrednosti DUF za jedan diskretan radni režim potvrđuje ovaj dinamički karakter uslova podmazivanja (Sl. 7.2).

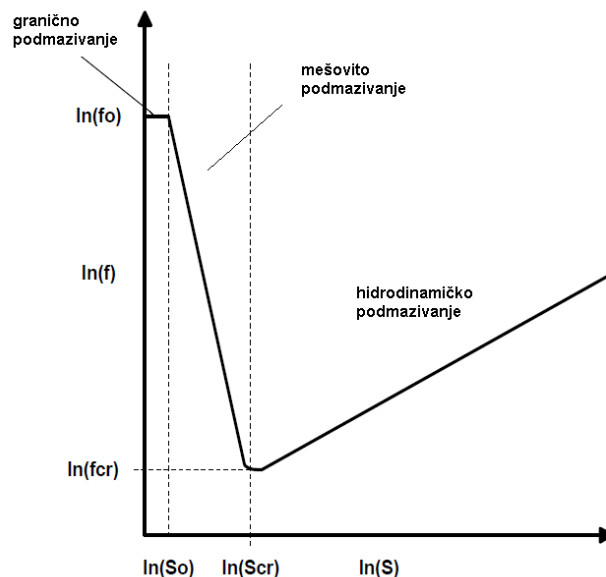


Sl. 7.1 – Profil klipnih prstenova: a) kompresioni (prvi); b) kompresioni (drugi); c) propusni uljni strugač(treći) [153]



Sl. 7.2 – Tok promene debljine uljnog filma (DUF) na prvom klipnom prstenu tokom jednog radnog ciklusa 4-taktnog motora: $n=1200 \text{ min}^{-1}$, $p_i=8,3 \text{ bar}$, $c/a=0,04$ [153]

Na osnovu ovih zapažanja, moguće je iskoristiti vezu između koeficijenta trenja μ i bezdimenzionalnog parametra – značice Stribekovog broja S . Načelna zavisnost između koeficijenta trenja i Stribekovog broja prikazana je na Sl. 7.3



Sl. 7.3 – Načelan prikaz zavisnosti koeficijenta trenja i Stribekovog broja

Izraz za Stribekov broj glasi [60,147,160,161]:

$$S = \frac{\eta \cdot |v|}{W} = \frac{\eta \cdot |v|}{p \cdot l} \quad (7.1)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- S – Stribekov broj
- η – dinamička viskoznost ulja
- v – brzina
- W – normalno dužinsko opterećenje
- p – normalni pritisak
- l – karakteristična dužina

Za određivanje koeficijenta trenja u kontaktu klipni prsten – cilindar, Čuli, Riconi i Doson (Dawson) [150] koriste dve različite relacije, u zavisnosti od toga koji je trenutni režim podmazivanja:

$$\mu_{pr,i}(\varphi) = \begin{cases} \frac{C_1 - C_2}{C_3} \cdot S_{pr,i}(\varphi) + C_2, & S_{pr,i}(\varphi) \leq C_3 \\ C_4 \cdot \left(\sqrt{S_{pr,i}(\varphi)} - \sqrt{C_3} \right) + C_1, & S_{pr,i}(\varphi) > C_3 \end{cases} \quad (7.2)$$

pri čemu su C_1 – C_4 empirijski koeficijenti, a S_{pr} , Stribekov broj na i -tom klipnom prstenu. Koeficijent C_3 ima fizički smisao i predstavlja kritičnu vrednost Stribekovog broja, kojom se određuje oblast u kojoj važi odgovarajući izraz, odnosno oblast u kojoj se javlja mešovito ili potpuno razvijeno hidrodinamičko podmazivanje. Ostali koeficijenti su specifični za datu konstrukciju i moraju se eksperimentalno verifikovati. Slični pristupi se mogu naći i kod drugih autora [8,151,152,155,157,158]. Takav pristup nije najpogodniji za ovaj rad, jer bi poseban, detaljan eksperiment radi određivanja vrednosti koeficijenata morao prethoditi glavnom eksperimentu, čime se u potpunosti gubi smisao predloženog postupka identifikacije modela radnog procesa na osnovu ugaone brzine.

Za oblast graničnog podmazivanja trenje se može izračunati pomoću vrednosti koeficijenta trenja μ_o . Za oblast mešovitog podmazivanja, prema Stribekovom dijagramu, koji se uobičajeno prikazuje u logaritamskim koordinatama, Stenli [147] daje sledeći izraz za izračunavanje koeficijenta trenja na osnovu karakterističnih vrednosti koeficijenta trenja i Stribekovog broja za prelaz iz režima graničnog u mešovito (μ_o i S_o) i mešovito u hidrodinamičko podmazivanje (μ_{cr} i S_{cr}):

$$\ln \mu = \frac{\ln \mu_{cr} - \ln \mu_o}{\ln S_{cr} - \ln S_o} \cdot [\ln S - \ln S_{cr}] + \ln \mu_{cr} \quad (7.3)$$

Taraza i grupa autora [153,154] primenjuju analitički postupak i uvode linearnu aproksimaciju za režim mešanog, odnosno stepenu funkciju za oblast razvijenog hidrodinamičkog podmazivanja. Nezavisna promenljiva, kao i u slučaju Čulijevog modela, jeste Stribekov broj, a koeficijenti su vezani za izbor materijala u kontaktu i za geometrijske karakteristike svakog klipnog prstena. Izrazi su dati na sledeći način:

$$\mu_{pr,i}(\varphi) = \begin{cases} \mu_o, & S_{pr,i}(\varphi) \leq S_o \\ \mu_o \cdot \left(1 - \frac{S_{pr,i}(\varphi)}{S_{pr,cr}} \right) + \mu_{cr} \cdot \frac{S_{pr,i}(\varphi)}{S_{pr,cr}}, & S_{pr,i}(\varphi) \leq S_{cr} \\ C_{pr} \cdot S_{pr,i}(\varphi)^{m_{pr}}, & S_{pr,i}(\varphi) > S_{cr} \end{cases} \quad (7.4)$$

Istraživanje Stenlija [147] pokazuje da su vrednosti koeficijenta proporcionalnosti C_{pr} i eksponenta m_{pr} , funkcije zakrivljenosti klizne površine klipnog prstena (c/a). Stenli za zakrivljenost klipnog prstena u opsegu $c/a=0,03 - 0,2$ definiše i granične vrednosti za oba ključna parametra:

$$\begin{aligned} C_{pr} &= 1,90 - 2,25 \\ m_{pr} &= 0,425 - 0,525 \end{aligned}$$

Iste podatke navodi i Taraza [153] i u radu koristi diskretne vrednosti $m_{pr}=0,5$ i $C_{pr}=2,0$. Karakteristične vrednosti Stribekovog broja za slučajeve prelaska iz jednog u drugi režim podmazivanja može se naći u Stenlijevom radu. Kritična vrednost Stribekovog broja, kada dolazi do prelaza iz režima mešanog u režim hidrodinamičkog podmazivanja, može se odrediti za kombinovane vrednosti hrapavosti klipnog prstena i cilindarske košuljice i u konkretnom slučaju iznosi $S_{cr}=0,0001$, dok je odgovarajuća kritična vrednost koeficijenta trenja $\mu_{cr}=0,0225$ [147]. Koeficijent suvog trenja za uobičajenu kombinaciju materijala od kojih su izrađeni klipni perstenovi i cilindarska košuljica je $\mu_o=0,28$ [147].

Na prvi pogled, primena ovog modela je jednostavna, a posebnu prednost predstavlja analitički pristup. Međutim, postoje izvesne neusklađenosti koje mogu dovesti do potpuno pogrešnih rezultata, kako u pogledu apsolutnih vrednosti tako i u pogledu karaktera samog procesa. Ovo se pre svega odnosi na tumačenje izraza za Stribeckov broj u kome figuriše specifično opterećenje W , odnosno normalni pritisak i karakteristična dužinska mera za dati kontakt. Čuli [150], Stenli [147] i Tring [158] ovaj član računaju kao proizvod pritiska na klipnom prstenu i visine klipnog prstena, čime se zapravo dobija normalna sila na klipnom prstenu svedena na obim, što odgovara teorijskom tumačenju. U Tarazinom radu [153,154], međutim, izraz je prikazan drugačije:

$$S_{pr,i}(\varphi) = \frac{\eta(T_l) \cdot |v_p(\varphi)|}{W_{pr,i}(\varphi)} = \frac{\eta(T_l) \cdot |v_p(\varphi)|}{\left[\frac{F_{pr,i}(\varphi)}{l_{pr,i}} \right]} \quad (7.5)$$

Tumačenje je drugačije i specifično opterećenje W tada predstavlja odnos normalne sile i karakteristične dužine, koja u konkretnom radu predstavlja korigovanu vrednost visine klipnog prstena. Taraza [153,154] je prilikom verifikacije modela uočio da se tokom kretanja klipa, potpuno razvijeno hidrodinamičko podmazivanje, zapravo, ne pojavljuje,

pa je stoga izvršio potrebne korekcije uzimajući u obzir geometriju svakog klipnog prstena. Umesto poznatih vrednosti visina svakog klipnog prstena, iskorišćene su vrednosti visine zaobljenja. Korekcije su prikazane u Tab. 7.2. Model je eksperimentalno potvrđen obimnim merenjima na samom klipno-cilindarskom sklopu za različite tipove klipnih prstenova i različite režime i pokazao je zavidan stepen prediktivnosti, posebno kada se u obzir uzme analitička priroda modela.

Međutim, u pripremnoj fazi ovog rada izvršena su testiranja svih navedenih modela sa ciljem da se proverí njihova verodostojnost i izvrši poređenje sa eksperimentalnim rezultatima koje su autori priložili u svojim radovima. Prilikom testiranja modela u izvornom obliku koji je dao Taraza, za geometrijske podatke i radne režime navedene u njegovim radovima [153,154], dobijeni su rezultati koji ni po numeričkim vrednostima niti po karakteru toka koeficijenata i sile trenja ne odgovaraju eksperimentalnim podacima. Konstatovano je da model ne reprodukuje eksperimentalno dobijene podatke.

Tab. 7.2 – Pregled vrednosti korigovane karakteristične dužine za različite klipne prstenove

Klipni prsten	Pravac kretanja	Korigovana visina klipnog prstena
1.	SMT \Rightarrow UMT, UMT \Rightarrow SMT	$l_{pr}=0,25 \cdot a$
2.	SMT \Rightarrow UMT, UMT \Rightarrow SMT	$l_{pr}=0,75 \cdot a_1$ $l_{pr}=a_2$
3.	SMT \Rightarrow UMT, UMT \Rightarrow SMT	$l_{pr}=2 \cdot b$

Pošto su u pitanju noviji radovi koji su dosta često citirani, dalje istraživanje ovog problema pokazalo je da je isti model primenjen bez ikakvih izmena i u radovima drugih autora od kojih je interesantan Rakopulosov rad [156] jer je detaljno potkrepljen relevantnim podacima za geometrijske parametre motora na kome je izvršena eksperimentalna verifikacija. Provera je izvršena i za podatke navedene u tom radu i konstatovano je da i u tom slučaju postoji razlika između modela i eksperimenta i da je karakter tih razlika isti kao i u Tarazinim radovima. S obzirom na to da su eksperimentalni podaci navedeni u tim radovima, po dobijenim vrednostima i karakteru

zavisnosti pojedinih parametara u saglasnosti sa eksperimentalnim istraživanjima drugih autora [148,149,157,162–168], kao logičan zaključak nameće se da je model prikazan u pogrešnoj formi, a da su ostali autori kompilovali njegov sadržaj i primenili ga bez kritičkog osvrta i navođenja greške u formulaciji. U daljem toku provera, vrednosti za karakterističnu dužinu koje je Taraza naveo u svojim radovima (Tab. 7.2) iskorišćene su u izrazu za Stribekov broj u obliku (7.1), pri čemu je pritisak na klipni prsten definisan na uobičajen način preko vrednosti elastične sile i pritiska gasa na unutrašnju površinu klipnog prstena (izrazi (7.7)–). Primena modela u ovom obliku dala je potpuno poklapanje simuliranog trenja na klipnim prstenovima i sa rezultatima simulacije i sa rezultatima eksperimenta koji su navedeni u Tarazinim i Rakopulosovim radovima, pa se može konstatovati da su izrazi prikazani u tim radovima pogrešni. Korektan izraz za izračunavanje Stribekovog broja, koji će biti primenjen i u ovom radu, a koji se odnosi na konkretan tribološki sistem klipni prsten–cilindar, u ugaonom domenu φ ima sledeći oblik:

$$S_{pr,i}(\varphi) = \frac{\eta(T_l) \cdot |v_p(\varphi)|}{p_{pr,i}(\varphi) \cdot l_{pr,i}} \quad (7.6)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

$S_{pr,i}(\varphi)$	– Stribekov broj za i -ti klipni prsten
$\eta(T_l)$	– dinamička viskoznost ulja u funkciji radne temperature ulja
$v_p(\varphi)$	– brzina klipa
$p_{pr,i}(\varphi)$	– normalni pritisak na unutrašnju površinu i -tog klipnog prstena
$l_{pr,i}$	– karakteristična dužinska mera i -tog klipnog prstena

Na kraju, neophodno je formulisati i izraze za određivanje pritiska kojim klipni prsten deluje na površinu cilindarske košuljice. Tangencijalna sila u klipnom prstenu i pritisak koji potiče od dejstva elastične sile dati su poznatim izrazima [150,155,169]:

$$F_{Tpr,i} = \frac{E_{pr} \cdot g_{o,i} \cdot h_{pr,i} \cdot \left(\frac{W_{pr,i}}{D}\right)^3}{14,14 \cdot \left(1 - \frac{W_{pr,i}}{D}\right)^3} \quad (7.7)$$

$$p_{Epr,i} = \frac{2 \cdot F_{Tpr,i}}{D \cdot h_{pr,i}} = \frac{E_{pr} \cdot g_{o,i} \cdot \left(\frac{w_{pr,i}}{D}\right)^3}{7,07 \cdot D \cdot \left(1 - \frac{w_{pr,i}}{D}\right)^3} \quad (7.8)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- E_{pr} – modul elastičnosti za materijal od koga je izrađen klipni prsten
- $g_{lo,i}$ – zev klipnog prstena u otvorenom stanju
- D – nominalni prečnik (prečnik cilindra)
- $w_{pr,i}$ – širina klipnog prstena
- $h_{pr,i}$ – visina i -tog klipnog prstena

Ukupna sila koja deluje na klipni prsten, međutim, znatno je veća zbog dejstva pritiska gasa $p_{g,i}$ u žlebu svakog klipnog prstena. Taj uticaj je, razumljivo, najveći u zoni prvog klipnog prstena i postepeno opada za svaki naredni klipni prsten. Izrazi za ukupnu silu i ukupan pritisak dati su na sledeći način:

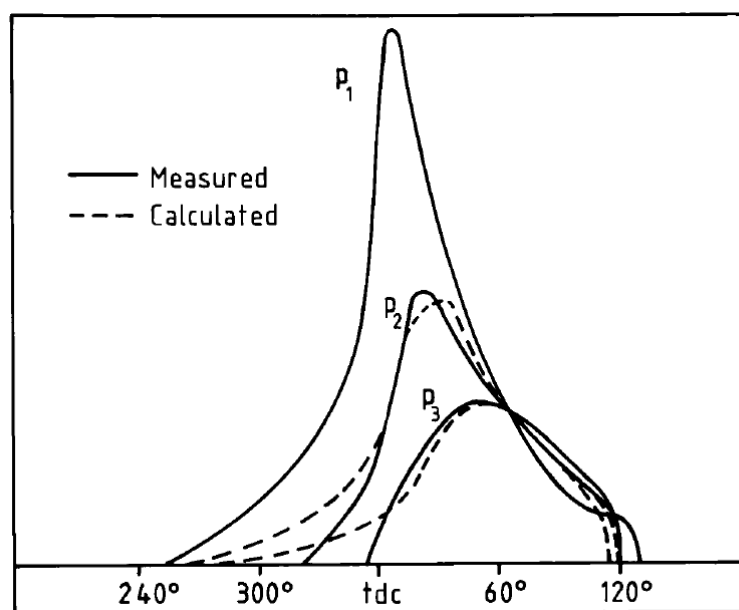
$$F_{pr,i}(\varphi) = \left[p_{Epr,i} + (p_{g,i}(\varphi) - p_o) \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{w_{pr,i}}{D}\right) \right] \cdot \pi \cdot D \cdot h_{pr,i} \quad (7.9)$$

$$p_{pr,i}(\varphi) = p_{Epr,i} + (p_{g,i}(\varphi) - p_o) \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{w_{pr,i}}{D}\right) \quad (7.10)$$

Sila trenja je tada definisana izrazima (7.4) i :

$$F_{Fpr,i}(\varphi) = \mu_{pr,i}(\varphi) \cdot F_{pr,i}(\varphi) \quad (7.11)$$

U izrazima za određivanje trenutne vrednosti sile, odnosno pritiska na unutrašnjoj strani svakog klipnog prstena (7.9) i (7.10), kao nepoznata figuriše vrednost pritiska gasa u žlebu datog klipnog prstena. Egzaktna metoda bi podrazumevala postavljanje sistema diferencijalnih jednačina i simultano određivanje protoka (propuštanja) gasa i pritiska u svakom žlebu (metoda Doson [60] ili Vanatong [103]). Dijagram promene pritiska u svakom žlebu klipnog prstena za jedan diskretan radni režim prikazan je na Sl. 7.4 [60]. Zveiri [155] predlaže da se za žleb prvog klipnog prstena računa sa pritiskom u radnom prostoru motora, a da se za žleb drugog klipnog prstena usvoji redukcija od 50%, dok se u žlebu trećeg klipnog prstena može usvojiti vrednost pritiska u motorskoj kućici ili računati sa približno 12% vrednosti pritiska u cilindru. Ako se zanemari neznatno fazno pomeranje u odnosu na pritisak u žlebu prvog klipnog prstena,



Sl. 7.4 – Promena pritiska gasa u žlebovima klipnih prstenova: poređenje i simuliranih i izmerenih vrednosti [60]

za koji se pretpostavlja da je jednak pritisku u cilindru, može se uvesti jednostavna aproksimacija skaliranjem vrednosti pritiska u cilindru. Greška neće biti velika ukoliko se uvedu približni odnosi za pritiske u žlebovima pojedinih klipnih prstenova $p_{pr1} : p_{pr2} : p_{pr3} = 1 : 2 : 10$.

7.2 Model mehaničkih gubitaka u kontaktu plašt klipa – cilindar

Za izračunavanje trenja u kontaktu plašt klipa – cilindar može se u potpunosti iskoristiti isti model kao i u slučaju kontakta klipni prsten – cilindar (Tarazin model). U tom slučaju polazi se od pretpostavke da je podmazivanje uvek hidrodinamičko, pa se model svodi samo na oblast u kojoj je vrednost Stribekovog broja veća od kritične. Normalni pritisak plašta klipa na cilindarsku košuljicu dobija se na osnovu poznavanja vrednosti normalne sile F_N i površine normalne projekcije plašta klipa (načelno, u obzir se uzima i podsecanje klipa u zoni okaca klipa). Pošto se radi o istom modelu, ista analiza i provera sprovedena je i u ovom slučaju i konstatovano je da je greška ponovljena i da su karakteristična dužina i opterećenje pogrešno prikazani u osnovnom izrazu koji se pojavljuje u Tarazinim i Rakopulosovim radovima. Korigovani izraz za

koeficijent trenja, koji uzima u obzir tu grešku u jednačini za Stribekov broj, dat je na sledeći način:

$$\begin{aligned}\mu_{ps}(\varphi) &= C_{ps} \cdot S_{ps}(\varphi)^{m_{ps}} = \\ &= 2,5 \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot |v_p(\varphi)|}{p_{ps}(\varphi) \cdot h_{ps}}} = 2,5 \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot |v_p(\varphi)| \cdot w_{ps}}{F_N(\varphi)}}\end{aligned}\quad (7.12)$$

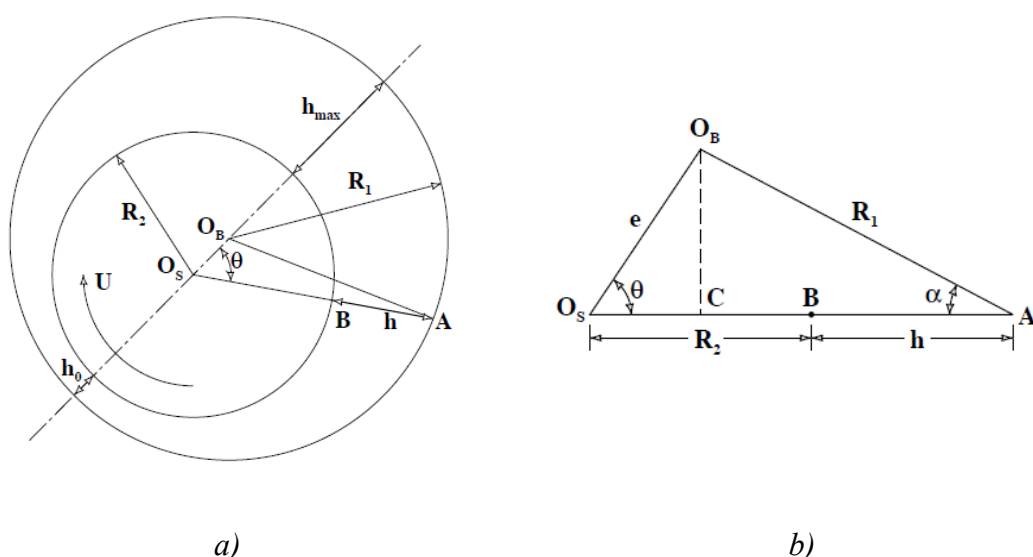
7.3 Model mehaničkih gubitaka u ležajevima sa HD podmazivanjem

Ležajevi kolenastog i bregastog vratila izloženi su promenljivom opterećenju i odgovorni su za približno četvrtinu ukupnih mehaničkih gubitaka. Režim podmazivanja je uglavnom hidrodinamički, mada se u obzir mogu uzeti i deformacije ležaja usled opterećenja (elstohidrodinamička teorija EHD). Više detalja o primeni EHD teorije kod kliznih ležajeva motora može se naći u Ušidžiminom (Ushijima) radu [170]. S obzirom na to da deformacija i krutost kliznog ležaja nisu od značaja, u ovom radu će biti primenjena osnovna teorija HD podmazivanja, jer se tom teorijom, na jednostavan ali efikasan način, mogu dovoljno tačno simulirati otpori trenja u svim kliznim ležajevima motora.

Osim formulisanja osnovnih izraza za opterećenje i koeficijent trenja u ugaonom domenu, za rešenje ovog problema neophodno je poznavati i sile koje deluju u svakom ležaju. Za proračun je neophodno poznavanje toka pritiska, odnosno gasne sile u ugaonom domenu, na osnovu koje se dalje određuje normalna sila koja deluje na plašt klipa, sila trenja na klipno-cilindarskom sklopu i sila inercije u klipu i klipnjači. Sila u letećem rukavcu određuje se direktno na osnovu poznavanja prethodno navedenih komponentata, dok je za određivanje rezultantne sile u oslonačkom ležaju potrebno uvesti dopunske pretpostavke o raspodeli opterećenja na ležajevima višecilindarskog motora. Kolenasto vratilo višecilindarskog motora predstavlja statički neodređen slučaj, međutim, ono se može smatrati dovoljno krutim, pa se prenošenje opterećenja na udaljene oslonce može zanemariti. Konačno, kolenasto vratilo se može posmatrati kao niz kolena kroz koja se prenosi obrtni moment, dok se rezultujuća sila u datom osloncu može aproksimirati zbirom reakcija na sile koje potiču sa dva susedna kolena.

U ovom odeljku biće formulisani osnovni izrazi u opštem obliku, koji će biti primenjeni za izračunavanje trenja u kliznim oslonačkim i letećim rukavcima

kolenastog vratila i oslonačkim ležajevima bregastog vratila. Postoji nekoliko načina da se dođe do sile trenja u kliznom ležaju sa promenljivim opterećenjem. Za te potrebe se mogu koristiti i komercijalno dostupni softverski paketi koji uključuju rešenja u 3D prostoru i omogućavaju optimizaciju osnovnih konstruktivnih parametara (zazor, ekscentricitet, položaj i veličina žlebova itd.). Sasvim korektni rezultati mogu se dobiti primenom osnovnih teorijskih postavki za izračunavanje debljine uljnog filma (DUF) u ležaju sa promenljivim opterećenjem. Kao polazna osnova poslužiće metoda koju je razvio Buker (J. F. Booker) [60]. Ta metoda omogućava izračunavanje ne samo minimalne vrednosti DUF, već i njen položaj, putanju ose rukavca unutar ležaja, napadni ugao rezultujuće sile, koeficijent trenja i silu trenja.



Sl. 7.5 – Geometrija radijalnog kliznog ležaja: a) međusobni položaj rukavca i ležaja; b) detaljni prikaz geometrije za određivanje profila DUF

Za izračunavanje vrednosti debljine uljnog filma u proizvoljnom položaju poslužiće grafički prikaz geometrije kliznog ležaja prikazan na Sl. 7.5. Iz trougla $O_S O_B A$ dobija se sledeća zavisnost:

$$O_S A = e \cdot \cos \theta + R_1 \cdot \cos \alpha = R_2 + h \quad (7.13)$$

ili:

$$h = e \cdot \cos \theta + R_1 \cdot \cos \alpha - R_2 \quad (7.14)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

h	– debljina uljnog filma u datom položaju
e	– ekscentricitet rukavca
R_1	– radijus ležaja
R_2	– radijus rukavca
θ	– tekući ugao

Ako se uvede nominalni zazor ($c=R_1-R_2$), što je praktično dostupan podatak, i sa ε označi redukovani ekscentricitet (e/c), izraz za DUF dobija sledeći oblik:

$$h = c \cdot (1 + \varepsilon \cdot \cos \theta) \quad (7.15)$$

Za određivanje profila pritiska u radijalnom kliznom ležaju može se, imajući u vidu konstrukciju kliznog ležaja u motoru, iskoristiti izraz koji važi za kratke ležajeve [161] kod kojih je odnos dužine i prečnika manji od 1/3:

$$p_b = \frac{3 \cdot u \cdot \eta}{h^3} \cdot \frac{dh}{dx} \cdot \left(y^2 - \frac{L^2}{4} \right) \quad (7.16)$$

Za radijalni ležaj pravac x je, zapravo, obim ležaja, pa kada se zamene odgovarajući diferencijali dh/dx sa $dh/d\theta$, dobija se izraz za pritisak u ležaju u ugaonom domenu:

$$p_b = \frac{3 \cdot u \cdot \eta}{h^3 \cdot R} \cdot \frac{dh}{d\theta} \cdot \left(\frac{L^2}{4} - y^2 \right) \quad (7.17)$$

Da bi se uspostavila veza između ukupnog opterećenja ležaja, a koje se dobija iz dinamičkog proračuna motorskog mehanizma, i osnovnih parametara ležaja, neophodno je doći do izraza za nosivost ležaja. Šema opterećenja radijalnog kliznog ležaja prikazana je na Sl. 7.6. Komponente opterećenja u ortogonalnim pravcima x_1 i x_2 , W_1 i W_2 respektivno, date su sledećim integralima:

$$W_1 = \int_0^\pi \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p_b \cdot R \cdot \cos \theta \cdot d\theta \cdot dy = -\frac{u \cdot \eta \cdot \varepsilon^2 \cdot L^3}{4 \cdot c^2 \cdot (1 - \varepsilon^2)^2} \quad (7.18)$$

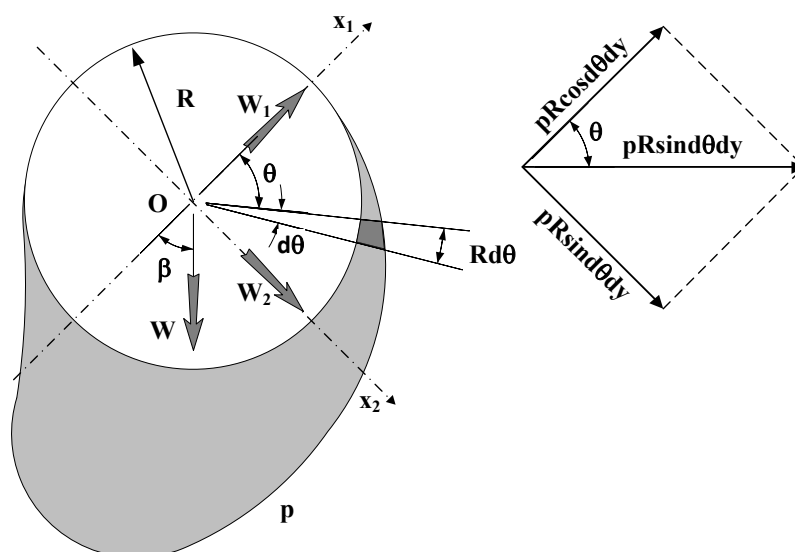
$$W_2 = \int_0^\pi \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p_b \cdot R \cdot \sin \theta \cdot d\theta \cdot dy = \frac{\pi \cdot u \cdot \eta \cdot \varepsilon \cdot L^3}{4 \cdot c^2 \cdot (1 - \varepsilon^2)^{\frac{3}{2}}} \quad (7.19)$$

Ukupno opterećenje ležaja W izračunava se kao rezultanta:

$$W = \sqrt{W_1^2 + W_2^2} = \frac{u \cdot \eta \cdot \varepsilon \cdot L^3}{c^2 \cdot (1 - \varepsilon^2)^2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\left(\frac{16}{\pi^2} - 1\right) \cdot \varepsilon^2 + 1} \quad (7.20)$$

Napadni ugao rezultante dobija se primenom osnovne trigonometrijske relacije:

$$\beta = \tan^{-1}\left(-\frac{W_2}{W_1}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{\pi}{4} \cdot \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{\varepsilon}\right) \quad (7.21)$$



Sl. 7.6 – Profil pritiska i raspodela opterećenja u radijalnom kliznom ležaju

Za kratki radijalni klizni ležaj sa promenljivim opterećenjem može se koristiti proširen Ocvirkov izraz [153,154], koji sadrži tri člana:

- osnovni član koji važi za ležaj sa nepromenljivim opterećenjem [60,161] (član 1);
- korekcija koja uzima u obzir moment usled opterećenja ležaja i ekscentriciteta (član 2) [153,154];
- korekcija za otpor kretanja rukavca u ležaju (član 3) [153,154].

$$F_{F,b} = \left[\frac{2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot u \cdot L \cdot R}{c \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2}} \right]_1 + \left[\frac{e \cdot W}{2 \cdot R} \cdot \sin \beta \right]_2 + \left[\frac{v \cdot W}{u} \cdot \cos \gamma \right]_3 \quad (7.22)$$

Treći član se može zanemariti ako se pretpostavi kvazistatička promena stanja, odnosno da se za male promene ugaonog intervala zanemari uticaj kretanja rukavca. Analizom izraza (7.20) i (7.22) uočava se da su nepoznate dve veličine: redukovani ekscentricitet

ε i napadni ugao opterećenja β . Taj problem se može rešiti iterativnim postupkom pomoću izraza (7.20) i (7.21), ako se izraz za opterećenje ležaja (7.20) prikaže na pogodniji način, preko Zomerfeldovog (Sommerfeld) broja Δ :

$$\begin{aligned} \frac{W}{L \cdot u \cdot \eta(T_l)} \cdot \left(\frac{c}{R}\right)^2 \cdot \left(\frac{2 \cdot R}{L}\right)^2 &= \Delta \cdot \left(\frac{2 \cdot R}{L}\right)^2 = \\ &= \frac{\pi \cdot \varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} \cdot \sqrt{0,621 \cdot \varepsilon^2 + 1} \end{aligned} \quad (7.23)$$

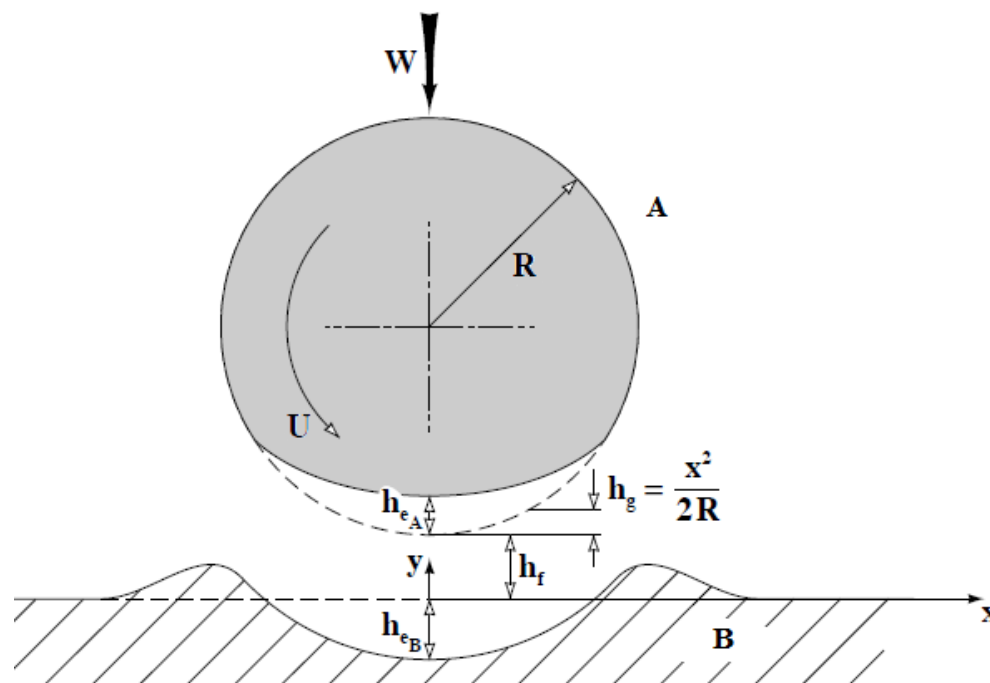
Moment trenja u radijalnom kliznom ležaju dobija se množenjem sile trenja i nominalnog radijusa kliznog ležaja.

7.4 Model mehaničkih gubitaka u kontaktu breg–podizač

Mehanički gubici u razvodnom mehanizmu motora imaju složenu strukturu. Ta struktura je različita za različite tipove razvodnog mehanizma. Imajući u vidu raznolikost rešenja i varijacije u broju i konstruktivnom izvođenju pojedinih komponenata razvodnog mehanizma, razvoj kompleksnog i sveobuhvatnog modela ne može biti prioritet u ovom slučaju.

Pažnja će biti posvećena, pre svega, određivanju otpora u kontaktu breg–podizač s obzirom na to da najveći deo gubitaka nastaje upravo na tom mestu. Istraživanja Teodoreskua (Teodorescu) i grupe autora [171–174] pokazuju da ovaj tribološki sistem u ukupnim otporima u razvodnom mehanizmu učestvuje sa 85% u sistemima sa podizačem i podizačkom šipkom, odnosno sa preko 90% u sistemima sa direktnim dejstvom breg–podizač–ventil. Otpori u kontaktu podizač – vođica podizača i stablo ventila – vođica ventila načelno se mogu modelirati istim jednačinama koje su primenjene za određivanje otpora u kontaktu plašt klipa – cilindar s obzirom na to da postoji jasno uočljiva geometrijska i tribološka sličnost. Međutim, na osnovu već pomenutih Teodoreskuovih istraživanja [171,173] posvećenih ovom problemu, ali i na osnovu istraživanja drugih autora koja se odnose na ukupne gubitke u motoru [162–168], ove dve kategorije otpora se u prvom približenju mogu zanemariti jer se radi o kontaktima sa malim dužinskim naleganjem. Ti otpori u ukupnim gubicima u ventilskom sistemu učestvuju sa približno 1,5–2%, dok u ukupnim mehaničkim gubicima motora ove grupe učestvuju sa najviše 0,2–0,25%. Zato je odluka da se izuzmu iz razmatranja potpuno opravdana. Problem određivanja trenja u oslonačkim

ležajevima bregastog vratila obuhvaćen je modelom za izračunavanje otpora u radijalnim kliznim ležajevima pa tom aspektu problema neće biti posvećena posebna pažnja u ovom odeljku.



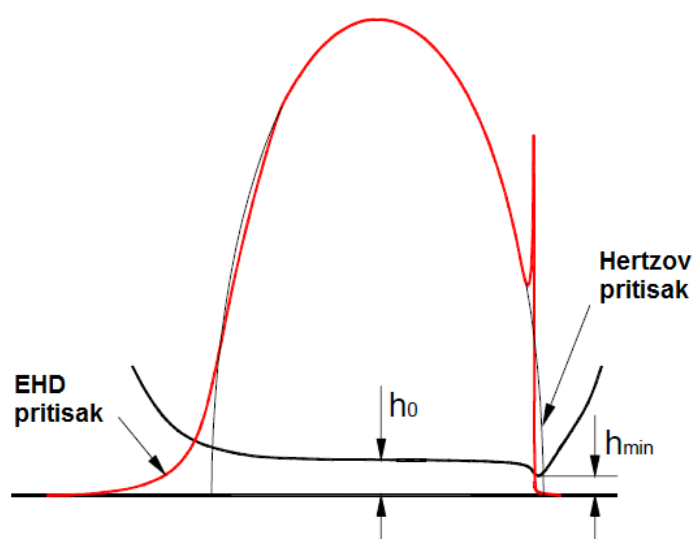
Sl. 7.7 – Uticaj lokalne elastične deformacije na profil DUF [161]

Tribološki sistem breg–podizač ne može se opisati relativno jednostavnim modelom za hidrodinamičko podmazivanje. Naime, tokom jednog ciklusa brega bregastog vratila, i breg i podizač trpe značajno opterećenje koje dovodi do pojave obostranih lokalnih elastičnih deformacija. Teorija hidrodinamičkog podmazivanja se ne može primeniti u tom slučaju u izvornom obliku, već se mora proširiti uzimanjem u obzir i elastičnih deformacija oba tela kao i promena reoloških svojstava maziva usled lokalnog povećanja pritiska. Elastohidrodinamičko podmazivanje (EHD) uzima u obzir ove fenomene i može se primeniti u slučajevima kada se u tribološkom sistemu javljaju visoka lokalna opterećenja. Tipični primeri ovakvih sistema su visoko-opterećeni kotrljajni ležajevi, zupčanički parovi i bregasta vratila. Teorija EHD podmazivanja javila se kao prirodno proširenje HD teorije, kada je uočeno da se upravo u gore navedenim specifičnim visokoopterećenim kontaktima ne javlja pojačano trenje iako je osnovni proračun dobijen primenom HD teorije ukazivao da je debljina uljnog filma (DUF) na molekularnom nivou [60,160,161]. Prva istraživanja pokazala su da elastična

deformacija elemenata tribološkog sistema i povećanje viskoznosti u uslovima visokih pritisaka (red veličine GPa) ključno utiču na smanjenje koeficijenta trenja. Uočeno je da je DUF reda veličine $1\mu\text{m}$, što je dovoljno za razdvajanje tela u kontaktu.

Istraživanja Dosona i Higinisa (Dowson, Higgins), koji su razvili i detaljnu metodu proračuna sa ciljem da usklade raspodelu pritiska sa profilom uljnog filma i lokalnom elastičnom deformacijom tela u kontaktu, ukazuju na sledeće:

- uljni film je približno konstantne debljine u zoni kontakta;
- u izlaznom preseku protok maziva je prigušen, 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.



Sl. 7.8 – Raspodela pritiska u uslovima EHD podmazivanja

Raspodela pritiska u uslovima EHD podmazivanja i poređenje sa raspodelom Hercovog pritiska za elastičnu deformaciju tela u kontaktu prikazani su načelno na .

Za određivanje koeficijenta i sile trenja u tribološkom sistemu sa EHD podmazivanjem od ključnog značaja je određivanje centralne DUF (h_0) i kritične ili minimalne DUF (h_{min}). Rešenje problema EHD ili pak TEHD (termo-elastohidrodinamičko) podmazivanja može biti izuzetno složeno u matematičkom smislu ukoliko se koristi osnovni teorijski pristup zasnovan na rešavanju Reynoldsove

jednačine. Za inženjerske aplikacije mnogo su interesantnije aproksimativne metode koje su razvijane i znatno usavršene poslednjih godina zahvaljujući Dosonovim i Higinsovim, odnosno Dosonovim i Tojodinim (Toyota) istraživanjima. Najveći broj metoda i modela razvijenih za potrebe rešavanja konkretnih problema EHD podmazivanja na motoru nalaze potporu upravo u rezultatima njihovih istraživanja.

Centralna i kritična (minimalna) DUF mogu se izračunati pomoću aproksimativnih izraza. Izrazi za izračunavanje redukovanih vrednosti h_0 i h_{min} mogu se naći u literaturi. Pregled pojednostavljenih izraza za izračunavanje ovih veličina dao je Teodoresku [172]. Ranajahin izraz za izračunavanje kritične DUF koristili su Teodoresku [174], Guo [175] i Kusvaha (Kuswaha) [176]. Najdetaljniji postupak za određivanje obe karakteristične veličine, koji su dali Doson i Higin, može se naći kod Stačovićjaka (Stachowiak) [161], a korigovani Dosonovi i Tojodini izrazi u najnovijem Rosanovom (Roshan) radu [177] koji će biti korišćeni i u ovom radu. Izrazi za vrednosti centralne i minimalne DUF redukovane u odnosu na ekvivalentni radijus za linijski kontakt dve savršeno glatke cilindrične površine dati su na sledeći način:

$$\frac{h_0}{R'} = 3,06 \cdot G^{0,56} \cdot U^{0,69} \cdot W^{-0,10} \quad (7.24)$$

$$\frac{h_{min}}{R'} = 2,65 \cdot G^{0,54} \cdot U^{0,70} \cdot W^{-0,13} \quad (7.25)$$

Parametri G , U i W su funkcije karakteristika materijala, brzine i opterećenja, respektivno. Izrazi za te funkcije glase:

$$G = \alpha \cdot E' \quad (7.26)$$

$$U = \frac{u \cdot \eta_o}{E' \cdot R'} \quad (7.27)$$

$$W = \frac{F_c}{L_c \cdot E' \cdot R'} \quad (7.28)$$

gde su veličine definisane na sledeći način:

- α – piezo-viskozni koeficijent
- η_o – dinamička viskoznost maziva u referentnim uslovima (p_o , T_o)
- u – brzina kojom mazivo ustrujava u zonu kontakta

F_c	– normalna sila u kontaktu breg–podizač
L_c	– dužina linije kontakta breg–podizač
E'	– ekvivalentni modul elastičnosti
R'	– ekvivalentni radijus delova u kontaktu

Izraz za određivanje ekvivalentnog Jangovog modula elastičnosti E' dat je preko modula elastičnosti E_c i E_t , i Poissonovih koeficijenata ν_c i ν_t materijala od koga su izrađeni breg i podizač, respektivno. Ekvivalentni radijus, u opštem slučaju izračunava se na osnovu vrednosti radijusa brega i podizača R_c i R_t , respektivno. Ove veličine se izračunavaju pomoću sledećih izraza [60,161,172,175,177]:

$$\frac{1}{E'} = 0,5 \cdot \left[\frac{1 - \nu_c^2}{E_c} + \frac{1 - \nu_t^2}{E_t} \right] \quad (7.29)$$

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_c} + \frac{1}{R_t} \quad (7.30)$$

Za slučaj direktnog dejstva brega na ravan podizač, radijus podizača R_t teži beskonačnosti, pa će ekvivalentni radijus biti jednak radijusu brega R_c .

Uslovi trenja biće procenjeni na osnovu bezdimenzione veličine koja je u literaturi poznata kao relativna debljina sloja maziva λ [161]. Taj parametar definisan je odnosom minimalne DUF i kombinovane hrapavosti površine brega (srednje kvadratno odstupanje profila brega σ_c) i podizača (srednje kvadratno odstupanje profila podizača σ_t):

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sigma} = \frac{h_{min}}{\sqrt{\sigma_c^2 + \sigma_t^2}} \quad (7.31)$$

Sila trenja u EHD režimu podmazivanja jednaka je zbiru dve komponente: jedne koja je određena mehanizmom kontakta neravnina dve površine u graničnom sloju ($F_{F,b}$) i sile viskozno trenja (hidrodinamička komponenta $F_{F,v}$):

$$F_{F,ct} = F_{F,b} + F_{F,v} \quad (7.32)$$

Sila trenja u graničnom sloju javlja se kao posledica smicajnih napona u vrlo tankom uljnom sloju kada viskozna svojstva ulja odstupaju od Njutnove teorije. Za taj slučaj smicajni naponi se mogu izraziti sledećom jednačinom [171,172,175,177,178]:

$$\tau = \tau_o + m \cdot p_a' \quad (7.33)$$

gde su veličine definisane na sledeći način:

- τ_o – Eyringov (Eyring) napon – referentna vrednost smicajnog napona pri kojoj viskozna svojstva maziva odstupaju od Njutnove relacije za dinamičku viskoznost (≈ 2 MPa)
- m – koeficijent promene graničnog napona smicanja sa povećanjem pritiska ($\approx 0,17$)
- p_a' – pritisak na kontaktnu površinu

Integracijom prethodnog izraza za površinu kontakta dolazi se do izraza za graničnu silu trenja $F_{F,b}$ u kojoj figurišu vrednosti aktivne površine dodira vrhova neravnina A_a i opterećenje na vrhovima neravnina hrapave površine F_a :

$$F_{F,b} = \tau_o \cdot A_a + m \cdot F_a \quad (7.34)$$

Za određivanje granične sile trenja u kontaktu breg–podizač Teodorescu [171–174] i Guo [175] koriste aproksimacije za aktivnu kontaktnu površinu i njeno opterećenje koje su dali Grinvud i Trip (Greenwood, Tripp):

$$A_a = \pi^2 \cdot (\zeta \cdot \beta \cdot \sigma)^2 \cdot A_{Hertz} \cdot f_2(\lambda) \quad (7.35)$$

$$F_a = \frac{8 \cdot \sqrt{2}}{15} \pi \cdot (\zeta \cdot \beta \cdot \sigma)^2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \cdot E' A_{Hertz} \cdot f_{2/5}(\lambda) \quad (7.36)$$

gde su veličine definisane na sledeći način:

- A_{Hertz} – površina kontakta sa elastičnom deformacijom (Hercova teorija)
- ζ – površinska raspodela mikroneravnina
- β – srednja vrednost visine neravnina
- $f_2, f_{2/5}$ – statističke funkcije prema Grinvudu i Tripu

Teodorescu [172] koristi Grinvudove i Tripove preporuke i navodi očekivane vrednosti za parametre kvaliteta obrade kontaktnih površina. Vrednosti faktora razdvajanja λ kreću se u rasponu 0,025–0,25, a ekvivalentna hrapavost σ za uobičajene kvalitete obrade površina brega i podizača je približno 0,4 μm . Za te parametre kvaliteta

kontaktnih površina, član $(\zeta \cdot \beta \cdot \sigma)$ ima vrednost od oko 0,055, a član (σ/β) oko 0,001, pa se vrednosti aktivne kontaktne površine i opterećenja mogu aproksimirati jednostavnim izrazima:

$$A_a = 0,0298 \cdot A_{Hertz} \cdot f_2(\lambda) \quad (7.37)$$

$$F_a = 0,000227 \cdot E' A_{Hertz} \cdot f_{2/5}(\lambda) \quad (7.38)$$

Površina kontakta sa elastičnom deformacijom izračunava se prema Hercovoj teoriji. Za elastičnu deformaciju koja se javlja u kontaktu dva cilindra, pri čemu jedan ima promenljivi radijus i aproksimira breg bregastog vratila, a drugi ima beskonačno veliki radijus i aproksimira površinu ravnog podizača, površina elastične deformacije data je sledećim izrazom:

$$A_{Hertz} = \frac{4\sqrt{2}}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{R' \cdot L_c \cdot F_c}{E'}} \quad (7.39)$$

gde je L_c širina kontakta, odnosno širina brega, a F_c sila kojom breg deluje na podizač. Statističke funkcije f_2 i $f_{2/5}$, prema Grinvudu i Tripu [171,172,175,178], predstavljaju određene integrale definisane opštom formom:

$$f_n(\lambda) = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot \pi} \cdot \int_{\lambda}^{\infty} (x - \lambda)^n \cdot e^{-\frac{x^2}{2}} \cdot dx, \quad n = 2, \frac{5}{2} \quad (7.40)$$

Umesto numeričkog integraljenja, obe statističke funkcije mogu se aproksimirati polinomima trećeg stepena [172,175]. Koeficijenti polinoma prikazani su u Tab. 7.3.

$$f_n(\lambda) = \sum_{i=0}^3 a_{n,i} \cdot \lambda^i, \quad n = 2, \frac{5}{2} \quad (7.41)$$

Tab. 7.3 – Koeficijenti aproksimacionih polinoma za izračunavanje statističkih funkcija f_2 i $f_{5/2}$ [172,175]

n	a_{n0}	a_{n1}	a_{n2}	a_{n3}
2	+0,4999	−0,7949	+0,4862	−0,1160
5/2	+0,6163	−1,0649	+0,7210	−0,1920

Sila u graničnom sloju definisana je samo za aktivnu površinu kontakta preko mikroneravnina. Sila viskoznog trenja biće definisana za preostalu površinu koja je definisana razlikom ukupne površine zahvaćene elastičnom deformacijom A_{Hertz} i površine kontakta preko mikroneravnina A_a

$$F_{F,v} = \tau \cdot (A_{Hertz} - A_a) \quad (7.42)$$

U zavisnosti od trenutne vrednosti DUF menjaće se viskozna svojstva ulja. Smicajni napon τ će biti određen na različite načine, već prema tome da li se viskozne karakteristike ulja ponašaju u skladu sa Njutnovom teorijom ili ne, odnosno da li je smicajni napon veći ili manji od granične vrednosti τ_o :

$$\tau = \begin{cases} \frac{\eta \cdot u}{h_o}, & \tau \leq \tau_o \\ \tau_o + \gamma \cdot p', & \tau > \tau_o \end{cases} \quad (7.43)$$

Parametar γ predstavlja promenu smicajnog napona sa promenom pritiska i ima vrednost 0,08 (Guo [175]), dok je pritisak p' definisan sledećim izrazom:

$$p' = \frac{F_c - F_a}{A_{Hertz} - A_a} \quad (7.44)$$

7.5 Karakteristike maziva

U izrazima za izračunavanje sile trenja na klipnim prstenovima, plaštu klipa, u ležajevima kolenastog i bregastog vratila i u kontaktu brega i podizača javlja se kao uticajni činilac dinamička viskoznost maziva. Ako se pretpostavi da motor radi u uslovima ustaljene temperature maziva i ako se iz razmatranja izuzmu specijalni slučajevi rada u pothlađenom stanju, dinamička viskoznost se, načelno, može preuzeti iz proizvođačke specifikacije za dato mazivo. Međutim, ako se posmatra konkretna primena različitih modela podmazivanja – hidrodinamičko (HD), elastohidrodinamičko (EHD) ili čak termo-elastohidrodinamičko (TEHD), ne mogu se zanemariti lokalne promene pritiska i temperature. Prema Klausu [179], kod HD podmazivanja, koje srećemo kod ležajeva bregastog i kolenastog vratila, lokalni porast temperature je oko 55 K, a pritiska oko 6,9 MPa. Kod EHD podmazivanja skok temperature u kontaktu može biti i do 170 K, a pritisak veći i do 3,5 GPa.

Sadašnje stanje u oblasti istraživanja maziva, takvo je da inženjerima koji se bave specifičnim aspektima triboloških sistema na motoru stoje na raspolaganju jednostavni, ali dovoljno detaljni i pouzdani modeli kojima se može odrediti promena viskoznosti i gustine u funkciji pritiska i temperature za prkatično sve radne režime, uključujući i slučajeve rada u pothlađenom ili pregrejanom stanju, kao i lokalne varijacije koje se javljaju u simulacijama HD i EHD podmazivanja. Tačno određivanje karakteristika maziva primenom modela o kojima će više reči biti u daljem tekstu, ne usporava izvršenje simulacije motora kao celine, i oni će biti primenjeni bez obzira na to što specijalni slučajevi režima u pothlađenom ili pregrejanom stanju izlaze iz okvira ovog rada. Za ovaj aspekt problema interesantan je često citiran i korišćen model Rulands–Uper (Roelands–Houpert) [180] koji objedinjuje uticaje pritiska i temperature na viskoznost maziva. Iako je jednostavan za primenu [181,182] i vrlo praktičan u simulacijama elastohidrodinamičkog podmazivanja (EHD), Siton (Seeton) [183], citirajući Blerovo (Blair) istraživanje, sugerise, da se zbog izostavljanja dela eksperimentalnih podataka pri formulaciji modela, ovaj model ne koristi.

7.5.1 Uticaj temperature na promenu viskoznosti

Prvu jednačinu za izračunavanje dinamičke viskoznosti u funkciji temperature dao je Reynolds, ali taj izraz važi za ograničen opseg temperatura. Najčešće korišćen izraz za određivanje kinematske viskoznosti, razvijen na osnovu Fogelovog (Vogel) modela (poznat pod punim nazivom Vogel–Fulcher–Tammann), dao je Makoul (MacCoull), ali se on najčešće pripisuje Valteru (Walther). Taj izraz predstavlja osnovu za sve modele koji su kasnije razvijeni. Detaljan pregled i komentar najčešće korišćenih izraza sa teorijskog i inženjerskog aspekta može se naći u radovima Sitona [183] i Stačovijaka [161]. Makoul–Valterov (MacCoull–Walther) model dat je u logaritamskom obliku kao aproksimacija eksperimentalnih podataka (podaci su objavljeni u „International critical tables of numerical data, physics, chemistry and technology“, National Research Council, International Council of Scientific Unions, National Academy of Sciences, SAD, 1927). Izraz se najčešće koristi u jednom od sledeća dva oblika:

$$\log(\log(\nu + 0,95)) = -m \cdot \log\left(\frac{T}{T_0}\right) + \log(\log(\nu_0 + 0,95)) \quad (7.45)$$

$$\log(\log(\nu + \gamma)) = a - m \cdot \log(T) \quad (7.46)$$

Rajt (Wright) je proširio Makoul–Valterov izraz uvodeći složenu funkciju za izračunavanje korekcije kinematske viskoznosti. Vrednosti koeficijenta koji figurišu u polinomu sa eksponencijalnim članovima može se naći u literaturi (npr. [183]).

$$\log_{10}(\log_{10}(v + \gamma + f(v))) = A - B \cdot \log_{10}(T) \quad (7.47)$$

$$\gamma + f(v) = 0,7 + \sum_{i=1}^6 a_i \cdot e^{(b_i + c_i v)} \quad (7.48)$$

Rajtov model je dovoljno detaljan, dovoljno tačan i primenljiv na širokom opsegu temperatura, ali razlog zašto se retko primenjuje taj model treba tražiti u numeričkom iterativnom postupku za rešenje složene zavisnosti koja se pojavljuje kao argument u logaritamskoj funkciji. U ovom radu biće korišćena varijacija tog modela, koja je prilagođena praktičnoj primeni u inženjerskim simulacijama. Daleko pogodniji izraz za primenu dao je Mening (Manning) koristeći kao osnovu Rajtov rad:

$$\log_{10}(\log_{10}(Z)) = A - B \cdot \log_{10}(T) \quad (7.49)$$

Argument logaritamske funkcije Z dao je u nešto jednostavnijem obliku sa manje uticajnih članova:

$$Z = v + 0,7 + e^{(-1,47 - 1,84 \cdot v - 0,51 \cdot v^2)} \quad (7.50)$$

i dao je aproksimacionu funkciju za direktno izračunavanje kinematske viskoznosti:

$$v = (Z - 0,7) - e^{(-0,7487 - 3,295 \cdot (Z - 0,7) + 0,6119 \cdot (Z - 0,7)^2 - 0,3193 \cdot (Z - 0,7)^3)} \quad (7.51)$$

Vrednosti koeficijenta A i B , koji se javljaju u svim izrazima za izračunavanje kinematske viskoznosti zasnovanim na Makoul–Valterovom modelu, određuju se na osnovu podataka za kinematsku viskoznost konkretnog maziva za dve diskretne vrednosti temperature. Svi potrebni podaci (dve referentne temperature i odgovarajuće viskoznosti na osnovu kojih je definisan i koeficijent kinematske viskoznosti) mogu se naći u specifikaciji koju za dato mazivo daje proizvođač. Do konkretnih vrednosti za koeficijente A i B dolazi se rešavanjem sistema dve jednačine sa dve nepoznate.

7.5.2 Uticaj pritiska na promenu viskoznosti

Uticaj pritiska na promenu dinamičke viskoznosti može se uzeti u obzir jednostavnom Barusovom (Barus) eksponencijalnom funkcijom [161,179]:

$$\eta = \eta_o \cdot e^{\alpha p} \quad (7.52)$$

Koeficijent α (piezoviskozni koeficijent) izračunava se nekom od poznatih empirijskih jednačina (npr. Ču (Chu), Vu (Wu) ili Vuster (Wooster)). U ovom radu biće primenjen So–Klausov izraz [161,179]. Umesto izvornog, biće primenjen vektorski oblik koji je prilagođen programskom okruženju Matlab. Vrednosti koeficijenata date su tabeli Tab. 7.4.

$$\alpha = \sum_{i=1}^4 c_i \cdot [\log_{10}(v_o)]^{d_i} \cdot b^{Eb_i} \cdot \rho^{E\rho_i} \quad (7.53)$$

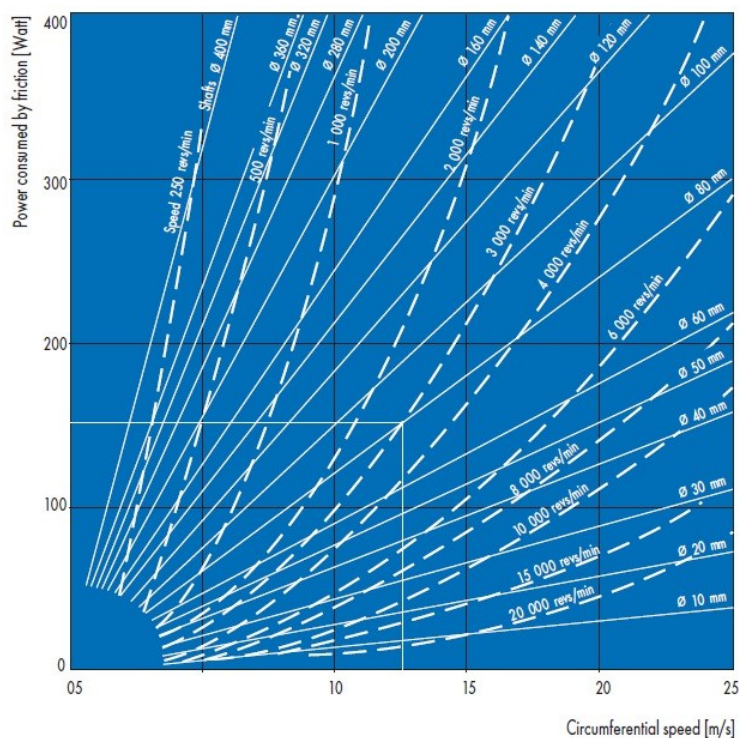
Tab. 7.4 – Vrednosti koeficijenata i eksponenata u empirijskoj formuli za izračunavanje piezoviskoznog koeficijenta po So–Klausovom modelu [179]

Koeficijent	i=1	i=2	i=3	i=4
c_i	+1,2160	+4,1430	+2,848·10 ⁻⁴	-3,9990
d_i	0,0000	+3,0627	+1,5976	+3,9075
Eb_i	0,0000	0,0000	+5,1903	0,0000
$E\rho_i$	0,0000	0,0000	0,0000	+0,1162

7.6 Model mehaničkih gubitaka u kontaktu rukavac – prstenasta zaptivka

Kada je u pitanju određivanje mehaničkih gubitaka motora, ni u jednom poznatom modelu ne pojavljuje se uticaj zaptivnog prstena na prednjem i zadnjem kraju kolenastog vratila, bregastom vratilu i vratilu cirkulacione pumpe za rashladnu tečnost. Ova konstatacija se odnosi i na kategoriju modela za određivanje ukupnih srednjih mehaničkih gubitaka i na kategoriju modela koji se odnose na mehaničke otpore u ugaonom domenu. Zbog toga se, potpuno opravdano, može postaviti pitanje svrsishodnosti pokušaja da se ostalim podmodelima pridruži još jedan koji bi se odnosio

na ovu kategoriju otpora. Kada su u pitanju motori velikih nominalnih snaga, i ako se simulacija odnosi na gornje područje rada motora, modeliranje gubitaka trenja na prstenastim zaptivkama nema mnogo smisla, ali na motorima malih snaga, za režime u donjem delu radne mape, uključenje ovog gubitka u proračun potpuno je opravdano.



Sl. 7.9 – Dijagram mehaničkih gubitaka na prstenastoj zaptivci za različite vrednosti nominalnog prečnika vratila i različite vrednosti obimne brzine [185]

Na prikazana je načelna zavisnost snage otpora trenja za različite vrednosti nominalnog prečnika vratila i različite vrednosti obimne brzine na rukavcu. Taj dijagram se može iskoristiti da bi se stekla gruba predstava o vrednostima otpora koje se mogu očekivati u konkretnom slučaju. Na primer, za broj obrtaja od 2000 min^{-1} i nominalni prečnik rukavca kolenastog vratila od 45 mm, očekivani gubitak po jednom zaptivnom prstenu je oko 30 W, dok je na nominalnom broju obrtaja oko 180 W. Ako se prati obrtni moment, onda su to vrednosti od oko 0,15 Nm u oba slučaja, s obzirom na to da snaga mehaničkih gubitaka, prema dijagramu, približno linearno zavisi od obimne brzine. Za kolenasto vratilo sa dva zaptivna prstena, bregasto vratilo i pumpu za rashladnu tečnost sa po jednim zaptivnim prstenom, ovako približno određen ukupni gubitak iznosi oko 0,5 Nm.

Gubitak na svakoj prstenastoj zaptivci može se odrediti na osnovu ekperimentalnih podataka koje proizvođači uobičajeno deklarišu u tehničkoj specifikaciji za svaki tip zaptivke, ili se može približno izračunati primenom neke empirijske formule. Solidnu aproksimaciju momenta trenja za uslove prisustva maziva u zoni zaptivke, moguće je dobiti empirijskom formulom proizvođača Parker–Haniffin [184] u kojoj figuriše stepena funkcija broja obrtaja vratila:

$$M_{inj} = C_f \cdot D_s^2 \cdot \sqrt[3]{n} \quad (7.54)$$

Za broj obrtaja veći od 2000 min^{-1} član u kome figuriše broj obrtaja ima linearni karakter i prati trendove prikazane na . Za međunarodni sistem mera (SI) koeficijent proporcionalnosti je $C_f = 7,114$, ako je prečnik vratila D_s izražen u metrima, a broj obrtaja vratila n , uobičajeno, u obrtajima u minuti. Primenom ove formule, za prethodno naveden primer, ukupni gubici iznose oko $0,57 \text{ Nm}$, pa s obzirom na to da razlike nisu izrazite, u simulaciji će zbog jednostavnijeg programiranja biti korišćen izraz (7.54).

7.7 Model za procenu gubitaka u sistemu za hlađenje

Opšti model za izračunavanje mehaničkih gubitaka koji se odnose na rad sistema za hlađenje trebalo bi da obuhvata dva potrošača – cirkulacionu pumpu za rashladnu tečnost i ventilator hladnjaka. U konkretnom slučaju, motor je deo laboratorijske eksperimentalne instalacije na kojoj se ne koristi sistem sa konvencionalnim hladnjakom tipa tečnost–vazduh sa pripadajućim ventilatorom za prinudnu cirkulaciju vazduha. Zbog toga će model primenjen u ovom radu obuhvatiti samo onaj deo otpora, odnosno onaj deo snage i momenta koji je neophodan za pogon cirkulacione pumpe za rashladnu tečnost. Ipak, model se, prema potrebama, može bez posebnih poteškoća proširiti i na ventilator rashladnog vazduha, pri čemu će pristup biti različit u zavisnosti od toga kakav je tip pogona ventilatora u konkretnom slučaju (mehanički, električni, hidraučki).

Model za približno izračunavanje momenta i snage potrebne za pogon cirkulacione pumpe za rashladnu tečnost zasniva se na zavisnosti između pritiska rashladne tečnosti, protoka tečnosti i broja obrtaja vratila pumpe. Model važi pod pretpostavkom da je sistem za hlađenje izveden na konvencionalan način, sa vodom kratkog toka. Samo pod

tom pretpostavkom razlika pritiska na ulazu i izlazu iz cirkulacione pumpe neće zavisiti od opterećenja motora, odnosno termičkog stanja, već samo od srednje vrednosti broja obrtaja na datom kvazistacionarnom režimu. Pritisak u izlaznom preseku pumpe p_c proporcionalan je kvadratu zapreminskog protoka rashladne tečnosti Q_c , a protok je proporcionalan broju obrtaja vratila pumpe n_{pc} . Zavisnost se uobičajeno prikazuje na sledeći način:

$$p_c \sim Q_c^2 \sim n_{pc}^2 = k_{pc}^2 \cdot n^2 \quad (7.55)$$

Tada je snaga potrebna za pogon pumpe P_{pc} proporcionalna trećem stepenu ugaone brzine, odnosno trećem stepenu broja obrtaja vratila pumpe:

$$P_{pc} \sim n_{pc}^3 \quad (7.56)$$

Maksimalna snaga potrebna za pogon pumpe ostvaruje se na nominalnom radnom režimu motora. Za konvencionalne sisteme hlađenja motora sa direktnim pogonom cirkulacione pumpe preko remenice na kolenastom vratilu, snaga potrebna za pogon pumpe može se izračunati na pojednostavljen način ako je poznat njen udeo u vrednosti nominalne efektivne snage motora q_{pc} :

$$P_{pc,max} = q_{pc} \cdot P_{e,max} \quad (7.57)$$

Uvođenjem zavisnosti (7.56) i pod pretpostavkom da se na nominalnom režimu troši približno 1% nominalne snage motora na pogon pumpe, izrazi za određivanje snage i obrtnog momenta potrebnih za pogon cirkulacione pumpe rashladne tečnosti, dobijaju sledeći oblik:

$$P_{pc}(n) = P_{pc,max} \cdot \left(\frac{n}{n_{max}}\right)^3 = 0,01 \cdot P_{e,max} \cdot \left(\frac{n}{n_{max}}\right)^3 \quad (7.58)$$

$$M_{pc}(n) = \frac{P_{pc}(n)}{\omega} = P_{e,max} \cdot \frac{n^2}{n_{max}^3} \cdot \frac{0,3}{\pi} \quad (7.59)$$

Kada se za pogon cirkulacione pumpe koristi elektromotor, što je slučaj kod poslednjih generacija sistema za upravljanje termičkim nivoom motora (Thermal Management System), snaga i moment potrebni za njen pogon određuju se na osnovu izmerenih električnih parametara.

7.8 Model za procenu gubitaka u sistemu za podmazivanje motora

Snaga i obrtni moment koji su potrebni za pogon pumpe za cirkulaciju sredstva za podmazivanje motora mogu se izračunati pod pretpostavkom da su poznati osnovni geometrijski parametri cirkulacione pumpe. Model je prilagođen zupčastoj pumpi sa spoljnim ozubljenjem, ali se prema potrebi može dograditi i generalizovati i za druge tipove pumpe (sa unutrašnjim ozubljenjem) ili za sisteme sa električnom pumpom i varijabilnom kontrolom pritiska i protoka, kakvi se sreću kod najsavremenijih motora. Zapremski protok maziva dat je sledećom jednačinom:

$$Q_l(n_p) = D_{po} \cdot h_t \cdot h_p \cdot n_p \cdot \eta_{pl,v} = D_{po} \cdot h_t \cdot h_p \cdot n \cdot k_{pl} \cdot \eta_{pl,v} \quad (7.60)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

D_{po}	– prečnik zupčanika pumpe
h_t	– visina zupca
h_p	– visina zupčanika
n_p	– broj obrtaja pumpe
$\eta_{pl,v}$	– zapremski stepen korisnosti pumpe
k_{pl}	– odnos broja obrtaja pumpe i KV (prenosni odnos pogona pumpe)

Ako su poznati mehanički stepen korisnosti i srednji pritisak u sistemu za podmazivanje (glavna uljna magistrala – GUM), snaga i obrtni moment potrebni za pogon pumpe mogu se proceniti sledećim jednačinama:

$$P_{pl}(n, p_l) = \frac{Q_l(n) \cdot p_l}{\eta_{pl,m}} = D_{po} \cdot h_t \cdot h_p \cdot n \cdot k_{pl} \cdot \frac{\eta_{pl,v}}{\eta_{pl,m}} \quad (7.61)$$

$$M_{pc}(n) = \frac{Q_l(n) \cdot p_l}{\eta_{pl,m} \cdot \omega} = D_{po} \cdot h_t \cdot h_p \cdot k_{pl} \cdot \frac{\eta_{pl,v}}{\eta_{pl,m}} \cdot \frac{30}{\pi} \quad (7.62)$$

Dosledna primena izraza (7.61) i (7.62), očigledno, podrazumeva poznavanje zapremskog i mehaničkog stepena korisnosti $\eta_{pl,v}$ i $\eta_{pl,m}$, respektivno. Ukoliko se pretpostavi da su vrednosti nepoznatih stepena korisnosti približno jednake, što u slučaju zupčaste pumpe ne odstupa bitno od realnog stanja (vrednosti su u oba slučaja u opsegu 0,95–0,97), izrazi za moment i snagu mogu se učiniti nezavisnim od ovih podataka, a ukupna greška procene neće biti veća od nekoliko procenata. Uticaj na

tačnost ukupnih mehaničkih gubitaka ne prelazi granicu od 0,2%. U slučaju da se za pogon cirkulacione pumpe za mazivo koristi električna pumpa, bio bi primenjen isti pristup kao i u slučaju električnog pogona pumpe za rashladnu tečnost motora.

7.9 Model za procenu gubitaka u sistemu za napajanje goriva

Model za procenu snage i obrtnog momenta potrebnih za rad sistema za napajanje motora gorivom objedinjuje dva podmodela koji se razlikuju po strukturi i pristupu:

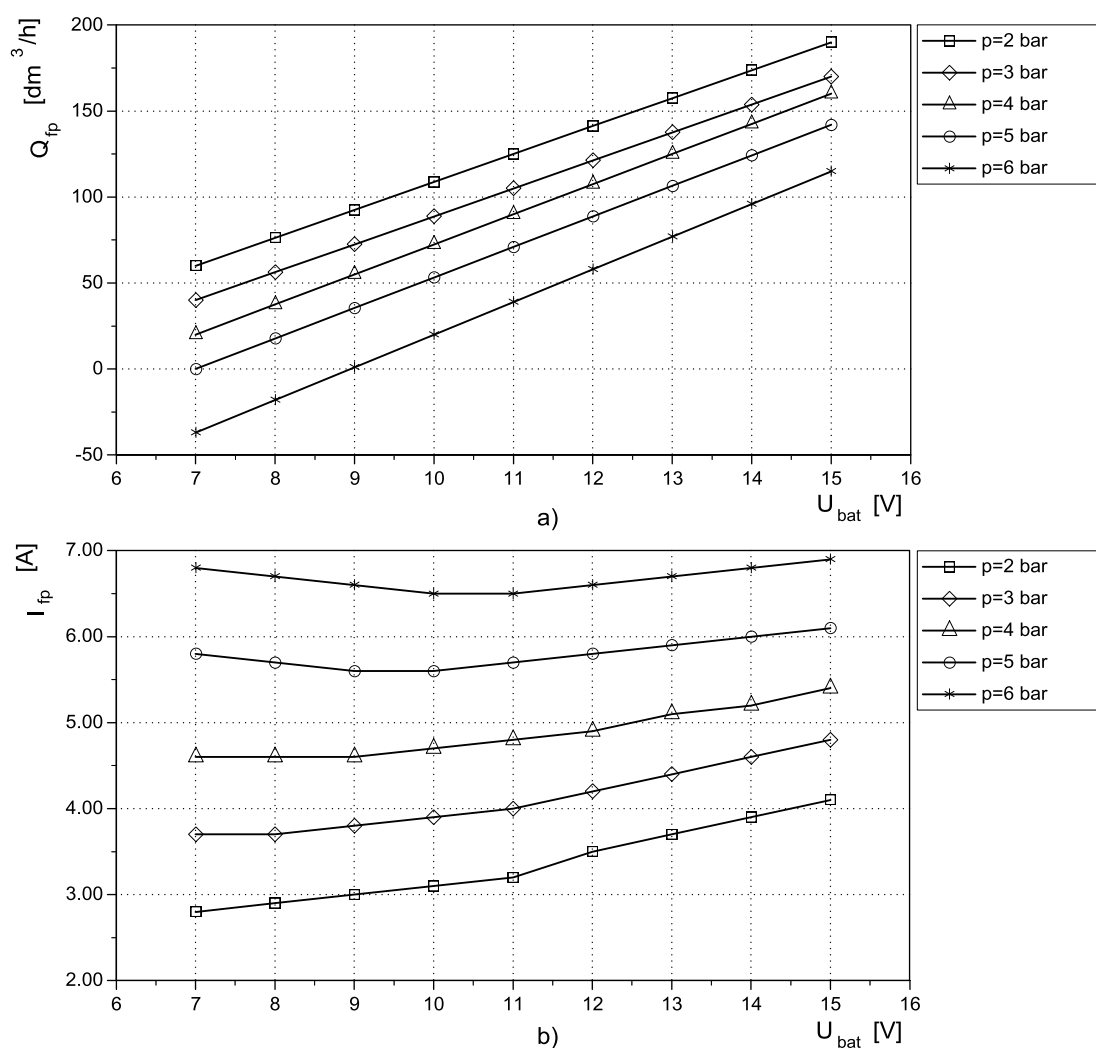
- podmodel za izračunavanje snage i momenta potrebnih za pogon pumpe za napajanje gorivom;
- podmodel za izračunavanje snage i momenta potrebnih za pogon elektromagnetnih brizgača.

U oba slučaja radi se o električnim komponentama, što znači da će oba podmodela obuhvatiti izračunavanje potrebne električne snage. Snaga i moment na kolenastom vratilu dobijaju se korekcijom električne snage za vrednost gubitaka u alternatoru i bateriji. Električna snaga za pogon pumpe može se odrediti direktnim merenjem električnih parametara na priključcima pumpe. Daleko praktičnije je, međutim, odrediti potrebnu električnu snagu na osnovu poznatih radnih karakteristika pumpe, koje se za svaki konkretan model pumpe mogu dobiti od proizvođača. Karakteristika pumpe se uobičajeno prikazuje pomoću dva dijagrama – dijagrama zapreminskog protoka goriva i dijagrama jačine struje u funkciji sistemskog pritiska goriva i napona baterije.

$$Q_{pf} = f(U_{bat}, p_{f,sys}) \quad (7.63)$$

$$I_{pf} = f(U_{bat}, p_{f,sys}) \quad (7.64)$$

Za serijski ugrađenu električnu pumpu BOSCH 0 580 464 069, koja je korišćena na motoru u okviru eksperimentalnog dela ovog rada, navedene karakteristike su prikazane na Sl. 7.10. Pošto su podaci za napon u električnoj instalaciji (U_{bat}) i sistemski pritisak u instalaciji za napajanje goriva ($p_{pf,sys}$) poznati, interpolacijom u 3D prostoru može se doći do potrebnih vrednosti zapreminskog protoka goriva i jačine struje koja protiče kroz namotaje elektromotora za pogon pumpe. Iz ovih podataka mogu se jednostavno izračunati električna snaga potrebna za pogon pumpe i stepen korisnosti pumpe, koji u ovom konkretnom slučaju nema poseban značaj.



Sl. 7.10 – Karakteristike pumpe za gorivo: a) zapreminski protok goriva u funkciji napona baterije i sistemskog pritiska u instalaciji za napajanje gorivom; b) jačina struje u funkciji napona baterije i sistemskog pritiska u instalaciji za napajanje gorivom

S obzirom na to da se za pogon pumpe koristi električni motor jednosmerne struje, električna snaga potrebna za pogon motora izračunava se na uobičajen način:

$$P_{pf,el} = U_{bat} \cdot I_{pf} \quad (7.65)$$

Snaga svedena na kolenasto vratilo motora mora uključiti i stepene korisnosti alternatora i baterije preko kojih se pumpa napaja:

$$P_{pf} = \frac{P_{pf,el}}{\eta_{alt} \cdot \eta_{bat}} = \frac{U_{bat} \cdot I_{pf}}{\eta_{alt} \cdot \eta_{bat}} \quad (7.66)$$

Uzimajući u obzir uobičajene vrednosti stepena korisnosti baterije i alternatora (0,90–0,95), prethodni izraz se može pojednostaviti:

$$P_{pf} \approx (1.11-1.23) \cdot U_{bat} \cdot I_{pf} \quad (7.67)$$

Obrtni moment potreban za pogon pumpe za gorivo, sveden na kolenasto vratilo motora, može se izračunati po analogiji sa slučajevima za sisteme hlađenja i podmazivanja:

$$M_{pf} = \frac{P_{pf}}{\omega} = \frac{U_{bat} \cdot I_{pf}}{\eta_{alt} \cdot \eta_{bat}} \cdot \frac{30}{\pi \cdot n} \quad (7.68)$$

Podmodel za određivanje potrebne snage i obrtnog momenta za pogon brizgača nešto je složeniji i može se podeliti na tri dela koja se razlikuju prema primenjenoj metodologiji:

- definisanje toka struje i napona na solenoidu svakog brizgača u vremenskom, odnosno ugaonom domenu;
- izračunavanje srednjih vrednosti električne snage koju treba obezbediti preko alternatora i baterije;
- izračunavanje mehaničke snage i momenta potrebnog za pogon alternatora.

Tok struje i napona u solenoidu svakog brizgača može se, s obzirom na to da se radi o brzim pojavama u električnom kolu, modelirati jednostavnim i poznatim izrazima za prelazne pojave. Tok napona je impulsnog karaktera, dok će za tok struje biti neophodno u obzir uzeti i karakteristike otpora i induktiviteta u kolu i formulirati profil za odgovarajuće faze tokom ubrizgavanja. Tokom izdizanja iglice profil struje je drugačiji u odnosu na teorijski zbog činjenice da kola za uključanje solenoida moduliraju struju, odnosno kratkotrajno povećavaju struju napajanja solenoida radi smanjenja vremena izdizanja iglice brizgača. Taj detalj neće biti uzet u obzir pošto se radi o kratkotrajnoj pojavi čiji se uticaj ne odražava na srednju snagu potrebnu za pogon svih brizgača. Takođe, biće zanemaren uticaj kretanja kotve – iglice na promenu induktivnosti.

U tom slučaju, tokom izdizanja (interval $\Delta t_{inj,ON}$) i tokom spuštanja iglice brizgača (interval $\Delta t_{inj,OFF}$), tok struje se može izračunati primenom poznatih izraza za struju u kolu sa redno vezanim otpornikom i induktivitetom, pri čemu su otpor i induktivnost odgovarajuće karakteristike brizgača (R_{inj} i L_{inj} , respektivno). Tokom srednje faze, kada se pretpostavlja da je iglica potpuno izdignuta, kroz solenoid brizgača protiče nominalna struja, koja se izračunava na osnovu poznatih vrednosti napona u električnoj instalaciji i otpornosti solenoida brizgača. Izraz za tok struje u vremenskom domenu za ove tri faze dat je na sledeći način:

$$\frac{I_{inj}(t)}{\left(\frac{U_{bat}}{R_{inj}}\right)} = \frac{I_{inj}(t)}{I_{inj,o}} = f_{I_{inj}}(t) = \begin{cases} \left(1 - e^{-\frac{R_{inj}}{L_{inj}}(t-t_{inj,s})}\right) & , \quad t_{inj,s} \leq t \leq t_{inj,ON} \\ 1 & , \quad t_{inj,ON} < t < t_{inj,OFF} \\ \left(1 - e^{-\frac{R_{inj}}{L_{inj}}(t-t_{inj,OFF})}\right) & , \quad t_{inj,OFF} \leq t \leq t_{inj,e} \end{cases} \quad (7.69)$$

Ako se problem posmatra u ugaonom domenu, prethodni izraz se može proširiti na kompletan ciklus. Na ovom mestu može se uvesti i uopštenje za slučajeve grupnog i sekvencijalnog ubrizgavanja preko parametra i_{inj} , kojim se definiše broj ubrizgavanja po ciklusu za jedan cilindar. U tom slučaju izraz za redukovanu struju kroz solenoid brizgača ima sledeći oblik:

$$f_{I_{inj}}(\varphi) = \begin{cases} 0 & , \quad 0^\circ < \varphi < \varphi_{inj,s} \\ \left(1 - e^{-\frac{R_{inj}}{L_{inj}}\left(\frac{\varphi - \varphi_{inj,s}}{n \cdot 60}\right)}\right) & , \quad \varphi_{inj,s} \leq \varphi \leq \varphi_{inj,ON} \\ 1 & , \quad \varphi_{inj,ON} < \varphi < \varphi_{inj,OFF} \\ \left(1 - e^{-\frac{R_{inj}}{L_{inj}}\left(\frac{\varphi - \varphi_{inj,OFF}}{n \cdot 60}\right)}\right) & , \quad \varphi_{inj,OFF} \leq \varphi \leq \varphi_{inj,e} \\ 0 & , \quad \varphi_{inj,e} < \varphi < \frac{720^\circ}{i_{inj}} \end{cases} \quad (7.70)$$

Trenutna električna snaga potrebna za otvaranje jednog brizgača data je na sledeći način:

$$P_{inj,el}(\varphi) = \frac{U_{bat}^2}{R_{inj}} \cdot f_{Iinj}(\varphi) \quad (7.71)$$

Srednja električna snaga potrebna za otvaranje brizgača dobija se integraljenjem, odnosno sabiranjem vrednosti električne snage za svaki diskretan položaj kolenastog vratila:

$$P_{inj,el} = \frac{1}{720} \cdot \frac{U_{bat}^2}{R_{inj}} \cdot \sum_{\varphi=0}^{720} f_{Iinj}(\varphi) \cdot \Delta\varphi \quad (7.72)$$

Za višecilindarski motor (z cilindara), potrebna srednja električna snaga za pogon svih brizgača data je sledećim izrazom:

$$P_{inj,el} = \frac{1}{720} \cdot \frac{U_{bat}^2}{R_{inj}} \cdot \sum_{\varphi=0}^{720} \sum_{i=1}^z f_{Iinj} \left(\varphi + (i-1) \cdot \frac{720}{z} \right) \cdot \Delta\varphi \quad (7.73)$$

Koristeći analogiju sa prethodnim slučajevima pomoćnih sistema sa električnim pogonom, snaga i moment svedeni na kolenasto vratilo, dobijaju se uvođenjem stepena korisnosti baterije i alternatora:

$$\begin{aligned} P_{inj} &= \frac{P_{inj,el}}{\eta_{alt} \cdot \eta_{bat}} = \\ &= \frac{1}{720} \cdot \frac{U_{bat}^2}{R_{inj} \cdot \eta_{alt} \cdot \eta_{bat}} \cdot \sum_{\varphi=0}^{720} \sum_{i=1}^z f_{Iinj} \left(\varphi + (i-1) \cdot \frac{720}{z} \right) \cdot \Delta\varphi \end{aligned} \quad (7.74)$$

Navedene jednačine za procenu vrednosti momenta pokazuju da je snaga potrebna za pogon pumpe približno konstantna u celom radnom području motora, što je i očekivano jer se radi o protočnom sistemu sa regulacijom pritiska pomoću prelivnog ventila na izlazu iz akumulatora goriva. Drugim rečima, trenutni radni režim motora, prikazan parom diskretnih vrednosti broja obrtaja i opterećenja, nema uticaj na snagu pumpe. Za uobičajene vrednosti napona u električnoj instalaciji i sistemskog pritiska u sistemu za napajanje goriva, električna snaga potrebna za pogon pumpe je približno 60 W, a snaga svedena na kolenasto vratilo oko 80 W, pa bi bilo opravdano zanemariti uticaj rada pumpe na ukupne gubitke za pogon pomoćnih uređaja. Obrtni moment potreban za pogon alternatora koji daje struju za pogon pumpe, međutim, ima sasvim

drugačiji karakter i linearno opada sa porastom broja obrtaja. Tako na primer, za navedene, očekivane vrednosti mehaničke snage za pogon alternatora od oko 80 W, obrtni moment će, u rasponu broja obrtaja od 1000 do 6000 min^{-1} uzeti vrednosti od oko 0,75 do 0,13 Nm. Relativni uticaj je, očigledno, veći na nižim brojevima obrtaja i na nižim opterećenjima i u tom delu radne mape motora uticaj na efektivni obrtni moment može biti i do 10%.

Električna snaga potrebna za otvaranje jednog brizgača iznosi oko 30 W. Srednja snaga, svedena na kolenasto vratilo, za razliku od pumpe za gorivo, zavisi od opterećenja motora jer se količina ubrizganog goriva, pa prema tome, i dužina otvaranja brizgača menjaju (promena ciklusa brizgača). Pri istom opterećenju, sa promenom broja obrtaja, trajanje ubrizgavanja u vremenskom domenu ostaje nepromenjeno, ali u ugaonom raste linearno, pa raste i specifična snaga po ciklusu potrebna za pogon brizgača.

7.10 Model za procenu gubitaka u sistemu za paljenje motora

Kada su u pitanju snaga i obrtni moment potrebni za rad sistema za paljenje, problem je jednostavniji nego u slučaju sistema za napajanje goriva i svodi se na model koji je primenjen za izračunavanje električnih parametara tokom otvaranja brizgača. U oba slučaja radi se o jednostavnom električnom kolu sa redno vezanim otpornikom i induktivitetom, s tim što je u slučaju induktivnog kalema ključni parametar za izračunavanje *dwell* ugao, odnosno vreme trajanja punjenja kalema. *Dwell* ugao se može odrediti na tri načina:

- direktnim očitavanjem preko komunikacionog porta upravljačke jedinice motora;
- direktnim merenjem preko induktivnog senzora koji reaguje na promene magnetnog polja u okolini indukcionog kalema;
- interpolacijom radnih mapa indukcionog kalema koje se mogu naći u tehničkoj specifikaciji za dati model indukcionog kalema.

U ovom radu je korišćen induktivni senzor za detekciju početka $\varphi_{ign,ON}$ i trajanja punjenja indukcionog kalema $\Delta\varphi_{dwell}$, odnosno ugla preskakanja varnice $\varphi_{ign,s}$. Otpornost i induktivnost kalema može se dobiti merenjem, ili iz tehničke specifikacije za konkretan tip kalema. Signal sa induktivnog senzora je osrednjen u ugaonom domenu

za zadati broj ciklusa, filtriran primenom kubnog aproksimacionog splajna, a zatim su izračunavanjem prvog i drugog izvoda određeni položaji uključenja i isključenja kalema (preskakanja varnice).

Metoda interpolacije radnih mapa indukcionog kalema može se koristiti uslovno, s obzirom na to da je $\Delta\varphi_{dwell}$ veličina koja zavisi od napona instalacije U_{bat} i potrebne energije varnice za pouzdano upaljenje u datim uslovima, odnosno na datom radnom režimu. U slučaju da nije moguće drugačije doći do potrebnih podataka, može se pretpostaviti maksimalna deklarirana energija varnice koju indukcioni kalem može da isporuči, a onda na osnovu napona u električnoj instalaciji iz radne mape indukcionog kalema odrediti nominalnu struju $I_{ign,o}$ i $\Delta\varphi_{dwell}$.

Redukovana vrednost struje u kolu primara, bez obzira na to na koji način je određena dužina punjenja, izračunava se na isti način kao u slučaju brizgača, s tim što se uticaj faze pražnjenja može zanemariti:

$$f_{I_{ign}}(\varphi) = \begin{cases} 0 & , & 0^\circ < \varphi < \varphi_{ign,ON} \\ \left(1 - e^{-\frac{R_{ic}}{L_{ic}} \left(\frac{\varphi - \varphi_{ign,ON}}{n \cdot 60}\right)}\right) & , & \varphi_{ign,ON} \leq \varphi \leq \varphi_{ign,S} \\ 0 & , & \varphi_{ign,ON} < \varphi < \varphi_{ign,OFF} \end{cases} \quad (7.75)$$

8 Dinamika motora

8.1 Uvodna razmatranja

Pod pojmom *dinamika motora*, u literaturi se mogu naći sadržaji različitog nivoa detaljnosti. Uobičajeno, u udžbeničkoj literaturi, taj pojam se odnosi na razlaganje sila u motorskom mehanizmu, izvođenje osnovnih jednačina za karakteristične sile u najjednostavnijem obliku i njihovu analizu u ugaonom domenu. Međutim, daleko ređe se nailazi na sadržaj koji uključuje i analizu jednačine održanja energije za sistem kolenasto vratilo – potrošač. Ta jednačina, koja se lako svodi na jednačinu održanja obrtnog momenta za pomenuti sistem, izuzetno je važna jer daje uvid u tok obrtnog momenta i ugaone brzine na izlazu kolenastog vratila i predstavlja polaznu osnovu za detaljan proračun kolenastog vratila i ostalih elemenata sistema prenosa snage (spojnice, zupčanici, kardanska vratila, diferencijal, poluvratila). Poznavanje toka obrtnog momenta i njegovog dinamičkog karaktera od ključnog je značaja za postupak konstruisanja kolenastog vratila, za određivanje rezonantnog područja i za sprovođenje analize nivoa buke i vibracija (NVHA – Noise Vibration & Harsh Analysis) – procesa koji poslednjih godina dobija sve veći značaj zbog uticaja zakonske regulative.

Konstrukcija motora nije predmet a ni cilj ovog rada, a isto se odnosi i na analizu elemenata sistema za prenos snage. Zato će pri postavljanju modela dinamike motorskog mehanizma pažnja biti posvećena drugim aspektima. Cilj ovog rada je provera ideje da li je moguće direktnim modeliranjem radnog procesa motora, mehaničkih otpora i dinamike motorskog mehanizma i sprežanjem sa optimizacionim modulom, iterativnim postupkom doći do parametara modela radnog procesa (trajanje sagorevanja, tok oslobađanja toplote, identifikacija položaja karakterističnih tačaka u procesu dovodenja toplote, prenos toplote, propuštanje gasa) minimizacijom funkcionala greške modelirane i izmerene trenutne ugaone brzine kolenastog vratila. Imajući to u vidu, model dinamike motorskog mehanizma mora biti dovoljno detaljan da bi bio dovoljno osetljiv na promenu ulaznih parametara modela radnog procesa

motora, a sa druge strane dovoljno jednostavan, a pre svega robustan i pouzdan za izračunavanje jer će biti primenjen u okviru kompleksnog postupka numeričke optimizacije.

U ovom poglavlju pojam *dinamika motora* obuhvatiće prikaz postupka formulisanja modela obrtnog momenta sistema kolenasto vratilo – dinamometar kako bi se došlo do toka trenutne ugaone brzine kolenastog vratila motora. Taj model će predstavljati prenosnu funkciju motorskog mehanizma na čijem će se ulazu sa jedne strane nalaziti gasna sila koja potiče od dejstva pritiska gasova u svakom od cilindara i koji predstavlja izvor poremećaja, a na drugom niz otpora koje kolenasto vratilo u realnom okruženju savlađuje: inercijalne sile, otpori trenja, pogon pomoćnih uređaja i opterećenje potrošača (simulirano opterećenje na dinamometru, odnosno motorskoj kočnici). Osnovni model radnog procesa i odgovarajući podmodeli neophodni za njegovo funkcionisanje, koji su definisani u prethodnim poglavljima biće iskorišćeni za simulaciju pritiska u cilindru i svih mehaničkih otpora, a rezultat integracije momentne jednačine za sistem motor–dinamometar daće tok trenutne ugaone brzine za dati broj obrtaja i efektivni obrtni moment – parametre kvazistacionarnog radnog režima koji se dobijaju direktnim merenjem na probnom stolu.

U drugom delu ovog poglavlja biće prikazan redukovani model, odnosno redukovana momentna jednačina sistema kolenasto vratilo – dinamometar čijom će se integracijom doći do toka trenutne ugaone brzine. Postupak izračunavanja pojedinih članova koji figurišu u momentnoj jednačini prikazan je uz detaljna izvođenja u 8. poglavlju.

8.2 Jednačina obrtnog momenta sistema motor–dinamometar

Kolenasto vratilo motora predstavlja složen mehanički sistem koji je izložen dejstvu pobudnih sila i momenata različitog porekla i karaktera. Dinamički karakter pobudnih sila i momenata u sprezi sa elastičnim svojstvima samog vratila utiču na složen dinamički karakter trenutne ugaone brzine kolenastog vratila.

Korektan teorijski pristup nalaže da se pri postavljanju jednačine održanja obrtnog momenta za složeni nelinearni dinamički sistem kolenasto vratilo – dinamometar u obzir uzmu svi poznati uticajni činioci.

8.3 Model ugaone brzine kolenastog vratila

Hronološki posmatrano, osim Hafnerovog i Masovog rada (Haffner, Maass [186]) u kome se detaljno razmatra problematika torzionih oscilacija motorskog mehanizma, najinteresantniji i najpotpuniji radovi koji se odnose na ovu oblast jesu Tarazini radovi [1,2]. Sličan pristup, mada ne tako detaljan, ali interesantan sa stanovišta primenjene eksperimentalne metode i analize rezultata redukovanih modela može se naći kod Šagerberga i Makelvija [7]. Prikaz postupka modeliranja kolenastog vratila kao torziona elastičnog sistema dat je i u radovima Riconija[5,6] Murelatosa [187], Čena [16] i Mauera [188].

Do izraza za dinamiku kolenastog vratila, može se doći na osnovu opšteg izraza za kinetičku energiju sistema koji vrši obrtno kretanje:

$$\frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega(t)^2 = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \dot{\varphi}(t)^2 = E_K(t) \quad (8.1)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

J	– moment inercije sistema
ω	– ugaona brzina
E	– kinetička energija sistema
φ	– ugao

Iz tog izraza, diferenciranjem u vremenskom domenu, lako se dolazi do veze između trenutne ugaone brzine i ugaonog ubrzanja i snage:

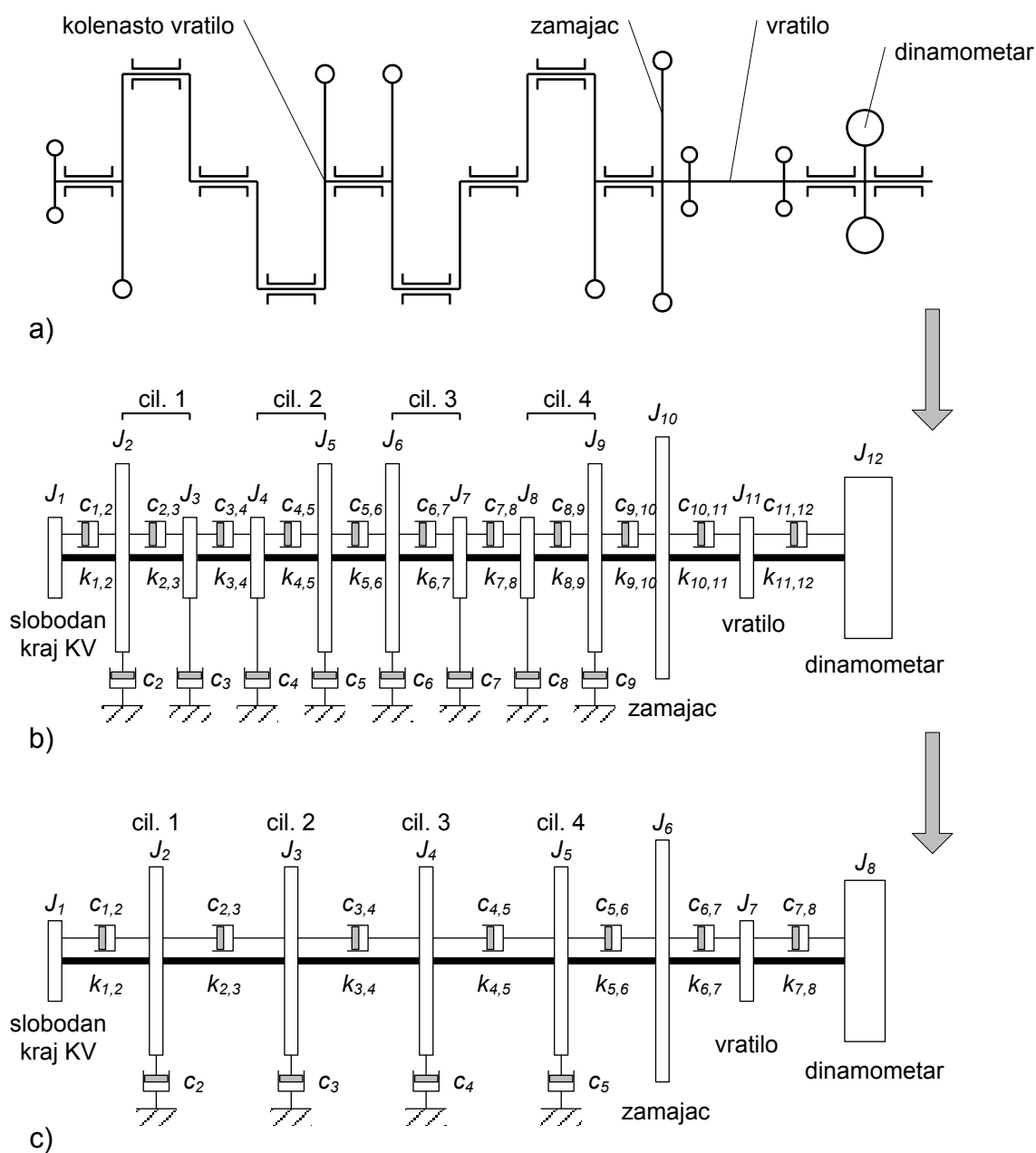
$$\frac{d\left(\frac{1}{2} \cdot J \cdot \dot{\varphi}(t)^2\right)}{dt} = \frac{d(E_{CS}(t))}{dt} = P(t) \quad (8.2)$$

Pod pretpostavkom da je moment inercije promenljiv, razvojem diferencijala na obe strane i uvođenjem veze između obrtnog momenta i snage, dolazi se do sledećeg izraza:

$$J(t) \cdot \dot{\varphi}(t) \cdot \ddot{\varphi}(t) + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ(t)}{dt} \cdot \dot{\varphi}(t)^2 = \dot{\varphi}(t) \cdot \sum T_i \quad (8.3)$$

Prelaskom sa vremenskog na ugaoni domen, nakon sređivanja, dobija se sledeći izraz:

$$J(\varphi) \cdot \ddot{\varphi}(\varphi) + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}(\varphi)^2 = \sum T_i(\varphi) \quad (8.4)$$



Sl. 8.1 – Prikaz modela dinamičkog modela kolenasto vratilo – dinamometer: a) pojednostavljeni šematski prikaz; b) detaljni model torziona elastičnog sistema, c) pojednostavljeni (redukovani) model torziona elastičnog sistema

Kolenasto vratilo motora, kao dinamički sistem, može se predstaviti na više načina. Na Sl. 8.1a prikazana je pojednostavljena šema kolenastog vratila. Na Sl. 8.1b prikazan je detaljan model kolenastog vratila, pri čemu je svako rame kolenastog vratila prikazano kao poseban deo sa sopstvenom vrednošću momenta inercije. Momenti inercije pojedinačnih rukavaca mogu se uzeti u obzir kao posebne jedinice, ili se mogu redukovati na susedna ramena. Elastična svojstva kolenastog vratila – pri čemu se u obzir uzima samo torziona elastičnost, a zanemaruje se savijanje pojedinih segmenata usled dejstva sila na rukavce – mogu se modelirati preko koeficijenta torziona krutosti i pojedinačnog ugla uvijanja svakog segmenta (k_i i φ_i , respektivno). Bilans momentne jednačine zatvara se uvođenjem odgovarajućih prigušenja za svaku deonicu koja se uobičajeno predstavljaju preko proizvoda koeficijenta viskoznog prigušenja c_i i trenutne vrednosti ugaone brzine. Prema prikazanoj šemi, otpori u ležajevima predstavljeni su članovima $c_{i,i+1}$, dok su otpori u klipno-clindarskom sklopu predstavljani članovima c_i . Uvođenjem prethodno definisanih članova i razvojem sume svih momenata koji deluju na kolenasto vratilo, dinamički model kolenastog vratila kao torziona elastičnog sistema prevodi se u matični oblik. Takav pristup u formulaciji jednačine održanja momenta za kolenasto vratilo može se naći u radovima Šagerberga i Makelvija [7] i Taraze [1,2,189]:

$$J(\varphi) \times \ddot{\varphi}(\varphi) + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \times \dot{\varphi}(\varphi)^2 + C \times [\dot{\varphi}] + K \times [\varphi] =$$

$$= T_G - T_L - T_F \quad (8.5)$$

Novi oblik izraza zahteva odgovarajuća pojašnjenja. Pošto se uvođenjem torziona elastičnosti kolenasto vratilo posmatra kao skup pojedinačnih elemenata, rešavanjem prethodnog izraza dolazi se do vrednosti ugaonih pomeraja i deformacije svakog elementa. To znači da se iza odgovarajućih oznaka umesto pojedinačnih vrednosti, nalaze matrice. J , K i C predstavljaju simetrične matrice momenata inercije J_i , koeficijenta krutosti k_i i viskoznog prigušenja c_i za svaki pojedinačni element, respektivno. Dimenzija svake od matrica je $N \times N$, pri čemu je N broj elemenata kolenastog vratila koji su obuhvaćeni modelom. Ugaono ubrzanje, ugaona brzina i ugaoni položaj, takođe su prikazani u vektorskom obliku, kao kolona-matrica:

$$\varphi = [\varphi_1 \quad \dots \quad \varphi_N]^T \quad (8.6)$$

$$\dot{\phi} = [\dot{\phi}_1 \quad \dots \quad \dot{\phi}_N]^T \quad (8.7)$$

$$\ddot{\phi} = [\ddot{\phi}_1 \quad \dots \quad \ddot{\phi}_N]^T \quad (8.8)$$

U istom obliku definisani su i vektori momenata gasnih sila, trenja i spoljnog opterećenja (T_G , T_F i T_L).

Model se može dodatno pojednostaviti, tj. redukovati, tako da će svako koleno sa pripadajućim ramenima, klipnjačom i klipom biti predstavljeno kao jedinstvena komponenta sa promenljivim momentom inercije. Taj slučaj prikazan je na Sl. 8.1c. Otpori u oslonačkim ležajevima modeliraju se na isti način (član $c_{i,i+1}$), a otpori u letećim rukavcima i u klipno-cilindarskom sklopu modeliraju se jednim članom (c_i). Ako se izabere pojednostavljeni model, ne menja se struktura matrične jednačine, ali se menjaju dimenzije odgovarajućih matrica, a prema tome se i obim proračuna smanjuje.

Analiza izraza (8.5) pokazuje da se uticaj otpora uzima na dva načina – preko viskoznog prigušenja i momenta mehaničkih otpora, što se na prvi pogled može učiniti nekorektnim. Zapis je, međutim, i dalje korektan, sve dok se isti otpor ne uključi u model preko oba člana. S druge strane, otpori u tribološkim sistemima motora mogu se pojednostavljeno prikazati viskoznim prigušenjem i zavisnošću od trenutne ugaone brzine, dok se preko sume momenta T_F mogu, npr., prikazati ostali otpori u sistemu čiji karakter nije vezan za tok trenutne ugaone brzine (pogon pomoćnih uređaja). Oba pomenuta autora, i Šagerberg i Taraza, modeliraju mehaničke otpore koristeći isključivo viskozno prigušenje i eksplicitno zanemaruju uticaj pogona pomoćnih uređaja. Taraza [1,2] npr., u zaključcima, ipak, navodi potrebu da se mehanički otpori simuliraju posebnim detaljnim modelima u ugaonom domenu i posebno naglašava da se u obzir moraju uzeti uticaji pogona pomoćnih uređaja. Ova poslednja primedba je očigledno bila motivisana činjenicom da su oba rada posvećena dizel-motoru kod koga je uticaj pogona pumpe visokog pritiska na ukupne mehaničke otpore izuzetno veliki. Problemu mehaničkih otpora isti autor je posvetio više pažnje u svojim kasnijim radovima, što je već detaljno analizirano i komentarisano u 7. poglavlju. Veliki broj drugih autora, međutim, izbegava da se upusti u rešavanje ovog problema.

Detaljan model kolenastog vratila koji uključuje i uticaj torzionih oscilacija, zahteva detaljno poznavanje motorskog mehanizma. To se ne odnosi samo na njegove geometrijske parametre (karakteristični prečnici, dužinske mere, momenti inercije

pojedinih elemenata) koji su, načelno, neophodni za postavljanje čak i najjednostavnijih modela, već na čitav niz parametara koji definišu matricu krutosti. Do tih parametara može se doći eksperimentom, za šta je osnovni preduslov posedovanje kolenastog vratila istog tipa kakvo je ugrađeno u motor koji je predmet istraživanja. Ukoliko kolenasto vratilo nije na raspolaganju, za potrebe utvrđivanja koeficijenta prigušenja, neophodno je izgraditi postojeće vratilo. Druga mogućnost, tj. metoda, oslanja se na numerički eksperiment, odnosno, podrazumeva korišćenje nekog od komercijalno dostupnih softverskih paketa za analizu metodom konačnih elemenata (MKE). Preduslov za sprovođenje ovog postupka je izrada detaljnog 3D modela kolenastog vratila. Bez obzira na to koji se od pomenutih postupaka koristi za pripremu neophodnih parametara za proračun kolenastog vratila kao torziono elastičnog sistema, u fizičkom smislu, priprema podataka za izvođenje simulacija je sama po sebi opsežna i ceo postupak modeliranja dinamike motorskog mehanizma čini vrlo složenim. Određivanje koeficijenta viskoznog prigušenja takođe predstavlja poseban problem.

U prethodnom poglavlju demonstriran je postupak kojim je moguće analitičkim metodama modelirati mehaničke gubitke detaljno, u ugaonom domenu. Zbog toga viskozno prigušenje gubi značaj. U tom slučaju, otvara se pitanje mogućnosti i opravdanosti dalje redukcije modela i zanemarivanje uticaja torzionih oscilacija, posebno u slučaju kada se razmatra kvazistacionarni režim rada motora. Naredni odeljak biće posvećen tom problemu.

8.4 Redukcija dinamičkog modela sistema kolenasto vratilo – dinamometar

Pregled dostupne literature pokazuje da u dosadašnjoj praksi nije korišćena kombinacija detaljnih modela radnog ciklusa motora i detaljan model mehaničkih gubitaka u ugaonom domenu kakvi su razvijeni i prikazani u ovom radu. Takođe, lako se može pokazati, da insistiranje na modeliranju torzionih oscilacija, samo po sebi, ne garantuje najviši nivo rezultata. Primer za to je Mauerov rad [188]. Takođe, ni Šagerberg i Makelvi [7] nisu uspeali da postignu viši nivo tačnosti, mada je razlog za to najverovatnije činjenica da je postavljanje momentmetra neposredno iza kolenastog vratila, čime je čvor oscilacija pomeren dalje ka dinamometru. Sami autori komentarišu i uticaj prigušivača torzionih oscilacija, koji nije bio prilagođen izmenjenoj konfiguraciji kolenastog vratila. Ovaj rad je interesantan i zbog činjenice da je analizom

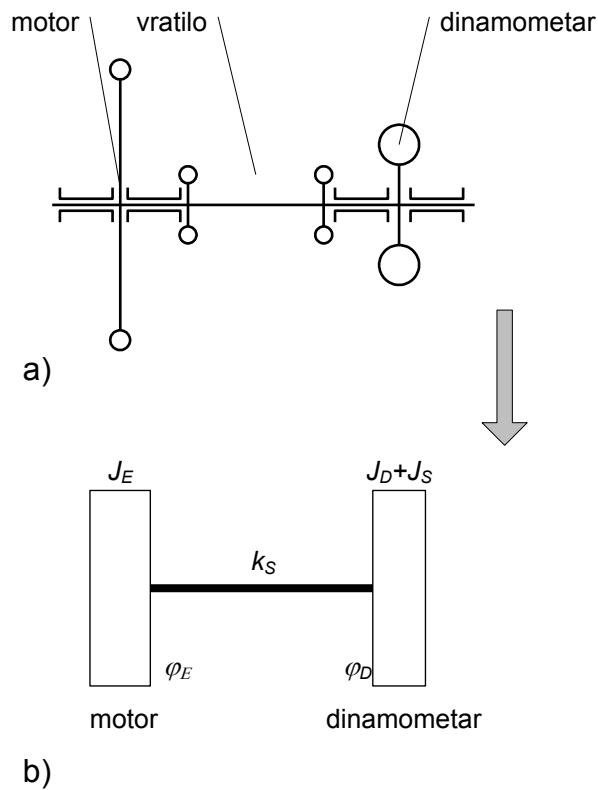
obuhvaćeno i nekoliko jednostavnijih modela u kojima je kolenasto vratilo modelirano kao torziono kruto sistem. Ni rezultati dobijeni redukovanim modelima ne mogu se pohvaliti visokim nivoom tačnosti, ali se u tom slučaju u obzir mora uzeti i činjenica da su i viskozna prigušenja modelirana na jednostavniji način i da je i moment inercije kompletnog sistema predstavljen konstantnom vrednošću, što kod detaljnog modela torziono elastičnog kolenastog vratila nije bio slučaj.

U literaturi se može naći veliki broj radova u kojima se jednostavniji modeli koji tretiraju kolenasto vratilo kao kruto telo, koriste za simulaciju ugaone brzine i prepoznavanje indiciranog pritiska. Broj tih radova znatno je veći, što se može objasniti jednostavnijim proračunom. Takođe, ne treba zanemariti ni činjenicu da je većina metoda bila razvijena za potrebe dijagnostike i primenu u realnom vremenu (Vang [12,13], Kinke [14], Ferenbah [15], Čen [16,17], Šoven [18,19]), ali i za simulaciju trenutne ugaone brzine i momenta u dinamičkim promenama radnog režima motora (Filipi i Asanis [20]). Različiti pojednostavljeni modeli razvijeni oko pretpostavke o kolenastom vratilu kao krutom telu mogu se naći i u radovima Brauna (Brown) [190], Šaluba [26], Šovena [18,19], Gaoa i Rendala [23], Taraze [3,4,191,192], Riconija [5], Zveirija [8,9], Čena i Moskve [17], i Konolija i Jagla [11]. Kao i u slučaju primene složenih modela torziono elastičnog kolenastog vratila, i radovima iz ove grupe načelno se može prigovoriti izvesna neuravnoteženost, tj. niži stepen detaljnosti delova ukupne simulacije, pre svega proračuna mehaničkih gubitaka.

Kvalitet dobijenih rezultata je različit i ocena se ne može generalizovati. Ipak, opravdanje za uvođenje pretpostavke o kolenastom vratilu kao torziono krutom dinamičkom sistemu, može se naći u Tarazinim radovima [3,4,191,192]. Primenjujući statističku analizu na ponašanje glavnih harmonika obrtnog momenta koji potiče od gasne sile i glavnih harmonika ugaone brzine, pokazao je da se zadovoljavajući rezultati mogu dobiti za kvazistacionarne režime i pod pretpostavkom o kolenastom vratilu kao krutom telu, ukoliko se ugaona brzina meri na mestu koje se nalazi neposredno uz čvor torzionih oscilacija, a to je u većini slučajeva zamajac motora.

Uvođenje pretpostavke o krutosti kolenastog vratila nije jedina ključna odlika modela koji pripadaju navedenoj grupi radova. Naime, stepen redukcije modela nije definisan samo tim aspektom. Za izvestan broj modela uvodi se pretpostavka da je kolenasto vratilo kruto telo, ali vratilo kojim je ono povezano sa rotorom dinamometra posmatra se kao elastično. Tada se govori o modelima sa dva stepena slobode (tzv.

2DOF modeli – 2 Degrees Of Freedom) [5,8–11,20,191–194]. Pojednostavljen šematski prikaz tog slučaja dat je na Sl. 8.2a, a ekvivalentni model na Sl. 8.2b.



Sl. 8.2 – Prikaz modela dinamičkog sistema kolenasto vratilo – dinamometar sa torziona krutim kolenastim vratilom: a) šematski prikaz ; b) model sistema

Za tako definisan sistem neophono je poznavanje torziona krutosti spojničkog vratila k_S i ugaonog pomeranja i ugaonih brzina na svakom od njegovih krajeva – φ_E na motorskoj strani, koji se meri na samom zamajcu, i φ_D na strani prema dinamometru. Moment inercije motora J_E definisan je, uobičajeno, kao zbir konstantne i u ugaonom domenu promenljive vrednosti. Konstantni deo predstavlja zbir momenata inercije kolenastog vratila J_{CS} (oslonački rukavci, leteći rukavci, ramena, protivtegovi za uravnoteženje) i momenta inercije zamajca J_{FW} . Moment inercije klipnjače J_{CR} , koja vrši složeno kretanje, i klipa J_P , koji vrši pravolinijsko oscilatorno kretanje, predstavljaju dinamičku komponentu. Izraz za moment inercije motora definisan je na sledeći način:

$$J_E(\varphi) = J_{CS} + J_{FW} + \sum_{i=1}^z (J_P(\varphi) + J_{CR}(\varphi))_i \quad (8.9)$$

Za model prikazan na Sl. 8.2 može se postaviti sistem jednačina za održanje momenta. Sistem uključuje dve jednačine, od kojih će jedna biti definisana za motor, a druga za dinamometar. Za motorsku stranu jednačina održanja momenta definisana je na sledeći način:

$$\begin{aligned} J_E(\varphi_E) \cdot \ddot{\varphi}_E(\varphi_E) + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_E(\varphi_E)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}_E(\varphi_E)^2 + k_S \cdot (\varphi_E - \varphi_D) = \\ = T_G - T_F \end{aligned} \quad (8.10)$$

Za dinamometar, jednačina održanja momenta ima jednostavniji oblik. Moment inercije dinamometra i spojničkog vratila ima u ugaonom domenu konstantnu vrednost. Moment spoljnjeg opterećenja T_L , ima u vremenskom, odnosno, ugaonom domenu promenljiv karakter, ali kako je to uobičajeno, dinamička komponenta se zanemaruje, a jednačina održanja momenta tada dobija sledeći oblik:

$$(J_D + J_S) \cdot \ddot{\varphi}_D(\varphi_D) + T_L = k_S \cdot (\varphi_E - \varphi_D) \quad (8.11)$$

Prema Filipiju i Asanisu [20], može se uvesti nova pretpostavka o spojničkom vratilu kao torziona krutom sistemu i zanemariti trenutna razlika u ugaonom položaju, ugaonoj brzini i ubrzanju njegovih krajeva. Uvođenjem te pretpostavke, prethodni sistem jednačina, svodi se na najčešće korišćen oblik:

$$\begin{aligned} [J_E(\varphi) + J_D + J_S] \cdot \ddot{\varphi}(\varphi) + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_E(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}(\varphi)^2 = \\ = T_G(\varphi) - T_F(\varphi) - T_L \end{aligned} \quad (8.12)$$

Taj oblik diferencijalne jednačine biće korišćen u ovom radu. Izrazi za izračunavanje momenta gasne sile i ukupnog momenta mehaničkih gubitaka neće biti detaljno prikazani pošto su to opštepoznati izrazi za kinematiku i dinamiku motorskog mehanizma sa ekscentrično postavljenom osovinicom u klipu, koji se mogu naći u literaturi (npr. [50,84]). Takođe, neće biti prikazan ni postupak određivanja momenta inercije svih komponenata sistema koji figurišu u jednačini (8.12) s obzirom na to da je za ovaj deo modela korišćena Štajnerova (Steiner) teorema.

9 Identifikacija parametara modela radnog procesa motora

9.1 Uvodna razmatranja

U poglavljima 2–6 prikazan je detaljan model radnog procesa motora uključujući i vrlo fleksibilan model termodinamičkih karakteristika radne materije. Takođe, u 7. poglavlju prikazan je detaljan model mehaničkih gubitaka u motoru, koji obuhvata podmodele za otpore u tribološkim sistemima koji su definisani u ugaonom domenu i podmodele za otpore u pomoćnim sistemima, koji imaju približno konstantne vrednosti za dati kvazistacionarni radni režim motora. U 8. poglavlju prikazan je dinamički model motora i diferencijalna momentna jednačina drugog reda čijim se rešavanjem dolazi do ugaone brzine kolenastog vratila. Sa stanovišta teme ovog rada, ugaona brzina dobijena proračunom na osnovu prethodno razvijenih modela predstavlja najvažniju fizičku veličinu čijim će poređenjem sa izmerenom vrednošću u iterativnom, numeričkom postupku optimizacije, kao rezultat, biti dobijen vektor unapred nepoznatih veličina – parametara matematičkog modela radnog procesa motora.

U ovom poglavlju biće prikazan postupak optimizacije, odnosno minimizacije vrednosti funkcionala primenom metode Levenberg–Markvart (Levenberg–Marquardt) sa prostim ograničenjima. U nastavku, metoda će biti spregnuta sa prethodno razvijenim modelima radnog procesa i dinamike motora i iskorišćena za identifikaciju parametara radnog procesa višecilindarskog motora. Pažnja će biti posvećena sistematskim greškama koje se javljaju u eksperimentalnim podacima (indiciranje pritiska i tok ugaone brzine) i biće prikazane metode za njihovu korekciju i otklanjanje.

9.2 Specifičnosti problema identifikacije parametara matematičkog modela

U opštem slučaju, matematički model bilo kog sistema oslanja se na manji ili veći broj unapred nepoznatih parametara. Poznavanje tačne vrednosti tih parametara, pod

pretpostavkama pod kojima je model razvijen, omogućava dobijanje pouzdanijih rezultata simulacije. Ti parametri mogu uzimati i konstantne vrednosti za sve režime simulacije, tj. radne režime samog sistema čije se ponašanje simulira, ali u najvećem broju slučajeva, problem je daleko složeniji, jer se radi o promenljivim i međusobno povezanim veličinama čije funkcionalne zavisnosti nije jednostavno odrediti. Zapravo, mali je broj problema kod kojih je pojedinačne parametre matematičkog modela moguće tačno odrediti direktno, determinističkim metodama.

Ako se pažnja usmeri na motor SUS i kao podloga za razmatranje problema uzme model razvijen u poglavljima 2–8, jasno je da će primena determinističkih metoda, ako je to uopšte moguće, moći da se ograniči samo na mali broj parametara. Zapravo, ako se problem suzi na visokopritisni deo ciklusa, neki parametri se mogu, pojedinačno, odrediti determinističkim postupkom. Apsolutni nivo signala piezoelektričnog senzora pritiska primer je veličine koja se sa dovoljnom tačnošću može odrediti, odnosno kompenzovati primenom jednostavnih determinističkih metoda (Hoenberg [80] ili Tomić [195]), pod pretpostavkom da je prethodno tačno određen ugaoni položaj SMT. Isto važi i za određivanje položaja SMT za šta se, takođe, može koristiti nekoliko determinističkih metoda (npr. Pipitone [196], ili Tazero [197,198]). Međutim, kada je reč o parametrima modela za simulaciju oslobađanja toplote, čak i u najjednostavnijem slučaju Vibeove jednostepene funkcije, kakav je primenjen u ovom radu, problem postaje daleko složeniji jer na tačnost parametra oblika i dužinu sagorevanja utiču ne samo apsolutni nivo signala pritiska i položaj SMT već i prateći procesi, kao što je npr. prenos toplote, definisan koeficijentom prenosa toplote i temperaturama karakterističnih površina, gubitak mase usled nezaptivenosti cilindra i stepen sabijanja, koji se u radnim uslovima menja zbog mehaničkih i termičkih deformacija. Praktično je nemoguće uzeti u obzir sve ove uticaje pojedinačnim analitičkim ili empirijskim izrazima za kompletno radno polje motora. Za rešenje tog problema neophodan je sistemski pristup, pa se, razumljivo, primena statističkih metoda, odnosno primena optimizacionih metoda radi pronalaženja najverovatnije kombinacije parametara modela, nameće kao logičan izbor.

Detaljan, analitički pristup teorijskim i praktičnim aspektima primene optimizacionih metoda u postupku identifikacije parametara matematičkog modela termodinamičkih i strujnih procesa kod dizel-motora i njihova eksperimentalna verifikacija prikazani su u domaćoj literaturi (Tomić [32]). To istraživanje predstavljaće osnovu za primenu optimizacionih metoda i u ovom radu. Međutim, za razliku od

navedenog istraživanja, u kome su optimizacione metode korišćene za identifikaciju parametara matematičkog modela na osnovu indiciranja pritiska u jednom cilindru, u ovom radu su karakter i razmere problema drugačije. Naime, tehnika koja je prikazana u tom radu biće i ovde iskorišćena u prvom koraku za direktnu identifikaciju parametara modela radnog procesa na osnovu indiciranja pritiska u referentnom cilindru. U drugom delu, ista ideja će biti primenjena kako bi se na osnovu funkcionala greške modelirane i izmerene ugaone brzine optimizacijom identifikovala četiri seta parametara modela, od kojih će se svaki odnositi na jedan od cilindara predmetnog motora. Nažalost, to ne znači da će obim posla i angažovanja procesora biti samo četiri puta veći. Dodatni problem predstavlja činjenica da će između toka pritiska u cilindru i ugaone brzine, kao izvora mogućih grešaka, postojati i čitav niz drugih činilaca kao što su mehanički gubici i dinamika sistema motor–dinamometar. Tome treba dodati i sistematske greške koje se javljaju tokom indiciranja motora (klizanje signala davača pritiska) i merenja ugaone brzine (geometrijska odstupanja inkrementalnog diska – zupčastog venca zamajca) i određivanja tačnog položaja SMT koje je vezano za oba prethodno navedena eksperimentalna postupka.

9.3 Teorijske osnove statističkog pristupa u identifikaciji parametara matematičkog modela

Problem identifikacije parametara matematičkog modela proizvoljnog sistema na osnovu dostupnih eksperimentalnih podataka svodi se, zapravo, na pitanje koji je to set parametara modela za koji se dobija najbolje slaganje rezultata eksperimenta i simulacije, tj. sa kojim setom parametara navedeni model najbolje aproksimira eksperimentalne podatke. U opštem slučaju, za proizvoljni sistem, vektor eksperimentalno dobijenih podataka Y_e definisan je za n uzastopnih vrednosti nezavisno promenljive veličine ϕ na sledeći način:

$$Y_e = [y_{e,1} \quad y_{e,2} \quad \dots \quad y_{e,n}] \quad (9.1)$$

Rezultat matematičkog modela za isti skup vrednosti vektora ϕ definisan je kao funkcija nezavisno promenljive ϕ i vektora parametara matematičkog modela X :

$$Y_m = f(\phi, X) = [y_{m,1}(\phi_1, X) \quad y_{m,2}(\phi_2, X) \quad \dots \quad y_{m,n}(\phi_n, X)] \quad (9.2)$$

Vektor parametara matematičkog modela X definisan je kao kolona-matrica dimenzije m , pri čemu se pretpostavlja da je broj nepoznatih parametara modela manji od broja diskretnih tačaka za koje se vrši poređenje sa eksperimentalnim podacima:

$$X = [x_1 \quad x_2 \quad \dots \quad x_m]^T \quad n > m \quad (9.3)$$

Svaka izmerena vrednost $y_{e,i}$ za diskretnu vrednost nezavisno promenljive veličine ϕ_i predstavlja slučajnu veličinu i za nju se može potražiti matematičko očekivanje. Kada je neophodno identifikovati parametre matematičkog modela, matematičko očekivanje eksperimentalnih podataka, za svaku diskretnu vrednost nezavisno promenljive veličine ϕ mora biti jednako modeliranoj vrednosti:

$$M(y_{e,i}|\phi_i) = y_{m,i} \quad (9.4)$$

odnosno, može se uvesti greška Δy_i , koja, ako se iz razmatranja izuzmu sistematske greške, u opštem slučaju sadrži slučajne greške merenja i greške samog modela. Tada su modelirane i izmerene vrednosti za diskretnu vrednost nezavisno promenljive ϕ_i definisane na sledeći način:

$$y_{m,i} = y_{e,i} + \Delta y_i \quad (9.5)$$

Matematičko očekivanje grešaka Δy_i jednako je nuli, a srednja kvadratna odstupanja greški i izmerenih vrednosti međusobno su jednaka. Ako je gustina raspodele verovatnoće vektora greške ΔY poznata u funkcionalnoj formi za vektor nepoznatih parametara raspodele Θ , tada se može formirati funkcija najveće verodostojnosti L , koja je u opštem slučaju jednaka proizvodu verovatnoća u svakoj diskretnoj tački:

$$L(\Theta, X|\phi, Y_m) = \prod_{i=1}^n p(Y_{m,i}, \Theta) \quad (9.6)$$

Problem se rešava maksimizacijom logaritma funkcije najveće verodostojnosti L , ili minimizacijom negativne vrednosti istog logaritma:

$$\ln[L(\Theta, X|\phi, Y_m)] = \sum_{i=1}^n \ln[p(Y_{m,i}, \Theta)] \quad (9.7)$$

Funkcija raspodele greške u opštem slučaju nije poznata, mada veliki broj istraživača pri proučavanju neprekidnih slučajnih veličina usvaja pretpostavku o

normalnoj Gausovoj (Gauß) raspodeli. Razlog leži u činjenici da je taj slučaj najbolje razrađen i da je za veliki broj drugih oblika raspodele normalni zakon raspodele graničan slučaj. Međutim, kada funkcija raspodele nije poznata, ne može se postaviti funkcija najveće verodostojnosti. Tada se za ocenu nepoznatih parametara koristi metoda najmanjih kvadrata, koja se u literaturi najčešće pripisuje Gausu (C. F. Gauß, 1809), iako su pre njega metodu nezavisno objavili Ležandr (A. M. Legendre, 1805) i Adrejn (R. Adrain, 1808), verovatno zbog činjenice da je osnove metode Gaus postavio još 1795.g.

Na primer, za slučaj Gausove normalne raspodele može se čak eksplicitno pokazati da se minimizacija funkcije najveće verodostojnosti u logaritamskom obliku svodi na minimizaciju sume kvadrata razlika, odnosno na metodu najmanjih kvadrata. Uvođenjem poznate relacije za gustinu normalne raspodele verovatnoće u izraz za funkciju najveće verodostojnosti u logaritamskom obliku (9.7) dobija se sledeći izraz:

$$\begin{aligned} \ln[L(\bar{y}, \sigma, Y)] &= \sum_{i=1}^n \ln \left[\frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{-\frac{(y_i - \bar{y})^2}{2 \cdot \sigma^2}} \right] = \\ &= n \cdot \ln \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} - \frac{1}{2 \cdot \sigma^2} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \end{aligned} \quad (9.8)$$

Izraz se može uopštiti kada se modelom aproksimiraju eksperimentalni podaci. Tada se za ocenu kvaliteta aproksimacije uvodi tzv. χ^2 -funkcija, koja predstavlja normalizovani oblik poznate Gausove metode najmanjih kvadrata:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^n \frac{[y_{e,i}(\varphi_i) - y_{m,i}(\varphi_i, X)]^2}{\sigma_i^2} \quad (9.9)$$

Za identifikaciju parametara modela χ^2 -funkcija se svodi na tzv. funkcional greške, odnosno ponderisanu sumu kvadrata razlika izmerenih i modeliranih vrednosti:

$$\begin{aligned} F(X) &= \sum_{i=1}^n w_{f,i} \cdot [y_{e,i}(\varphi_i) - y_{m,i}(\varphi_i, X)]^2 \\ &= \sum_{i=1}^n w_{f,i} \cdot f_i^2(\varphi_i, X) \end{aligned} \quad (9.10)$$

Izostavljanje srednjeg kvadratnog odstupanja ne narušava osnovni koncept. S druge strane, ponder faktorom $w_{f,i}$ pojedinačno se može uticati na veći ili manji značaj svake od tačaka, što zavisi od očekivane tačnosti u toj tački. Ukoliko je to potrebno, ponderisanjem se može uzeti u obzir i uticaj pojedinih tačaka ili segmenta vektora Y_e na neki dopunski kriterijum.

Nepoznati parametri modela koji predstavljaju članove vektora X , određuju se iz uslova da funkcional greške $F(X)$, definisan izrazom (9.10), uzme minimalnu vrednost. Tako definisan problem svodi se na problem optimizacije vektora nepoznatih parametara, tako da $F(X)$ dostigne minimum.

Ukoliko su gradijenti funkcionala greške poznati u analitičkom obliku, njihovim izjednačavanjem sa nulom dolazi se do sistema jednačina čijim se rešavanjem dobijaju vrednosti parametara modela. Modelirani pritisak i modelirana ugaona brzina rezultat su rešavanja sistema nelinearnih diferencijalnih jednačina pa se u oba slučaja, gradijent funkcionala $F(X)$ ne može dobiti u analitičkom obliku. Minimizacija funkcionala greške $F(X)$, odnosno, optimizacija vrednosti članova vektora X sprovodi se primenom numeričkih iterativnih postupaka, posebno prilagođenih strukturi sume najmanjih kvadrata. Osnove tog postupka prikazane su u nastavku ovog poglavlja.

9.4 Identifikacija parametara matematičkog modela radnog procesa motora na osnovu indiciranog pritiska

Kao što je već navedeno u uvodnom delu ovog poglavlja, da bi se verifikovala ideja o mogućnosti identifikacije parametara modela radnog procesa motora na osnovu signala trenutne ugaone brzine, neophodno je najpre doći do referentnih vrednosti parametara modela. Vektor referentnih vrednosti parametara matematičkog modela biće određen identifikacijom, odnosno minimizacijom funkcionala greške izmerenog i modeliranog pritiska u cilindru motora. Funkcional greške za konkretan slučaj dobija se na osnovu opšteg izraza (9.10):

$$F(X_p) = \sum_{i=1}^n w_{fp,i} \cdot [p_{e,i} - p_{m,i}(\varphi_i, X_p)]^2 \quad (9.11)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

X_p – vektor parametara modela radnog procesa motora koji se

- identifikuju na osnovu indiciranja motora
- $w_{fp,i}$ – ponder faktor razlike izmerenog i modeliranog pritiska za diskretan položaj KV φ_i
 - $p_{e,i}$ – izmereni (indicirani) pritisak za diskretan položaj KV φ_i
 - $p_{m,i}$ – modelirani pritisak u cilindru za diskretan položaj KV φ_i

Parametri modela koji će biti obuhvaćeni identifikacijom odnose se na jedan, referentni cilindar, i oni su: parametar oblika Vibeove funkcije m , trajanje sagorevanja $\Delta\varphi_{CD}$, stepen sabijanja ε , korekcija koeficijenta prelaza toplote C_α . Takođe, biće identifikovana još dva parametra, koja formalno ne pripadaju parametrima modela a odnose se na sistematske greške u eksperimentalnom procesu i to: greška apsolutnog nivoa senzora pritiska Δp , sinhronizacija signala pritiska u ugaonom domenu $\Delta\varphi$ (položaj SMT). Struktura vektora X_p , u opštem obliku, data je sledećim izrazom:

$$X_p = [x_{p1} \ x_{p2} \ \dots \ x_{pm}]^T = [\Delta p \ \Delta\varphi \ m \ \Delta\varphi_{CD} \ \varepsilon \ C_\alpha] \quad (9.12)$$

9.4.1 Sistematske greške merenja pritiska u cilindru motora

Da bi identifikacija parametara modela radnog procesa uopšte dala rezultat, neophodno je izvršiti korekcije sistematskih grešaka koje se javljaju u eksperimentalnom postupku, a to znači kompenzovati grešku apsolutnog nivoa signala piezoelektričnog senzora pritiska Δp i sinhronizovati signal pritiska i ugla KV, odnosno, odrediti tačan položaj SMT. Te vrednosti će biti simultano identifikovane sa parametrima matematičkog modela. Međutim, da bi se numerički proces učinio efikasnijim a konvergencija ubrzala, postupak će biti podeljen u dve faze.

Korekcija odstupanja apsolutnog nivoa senzora pritiska može se na zadovoljavajući način izračunati primenom jednostavnog Hoenbergovog postupka [80], pod pretpostavkom da je signal pritiska u cilindru ugaono sinhronizovan, tj. pod pretpostavkom da je poznat tačan položaj SMT. Metoda se može primeniti, razume se, uz jasno ograničenje, ako se pretpostavi da je položaj SMT, zapravo položaj u kome pritisak dostiže maksimalnu vrednost u slučaju ciklusa bez sagorevanja, pri čemu se uticaj nezaptivenosti cilindra i prenosa toplote (termodinamički gubitak) zanemaruju. Problem se svodi na aproksimaciju toka pritiska u ograničenom delu faze sabijanja ($\varphi_1=80^\circ$ KV, $\varphi_2=115^\circ$ KV) politropskom promenom stanja, pri čemu se pretpostavlja da

je eksponent politrope poznat za definisani deo ciklusa (za benzinske motore, npr. $n=1,32$):

$$p_e(\varphi_1) \cdot V(\varphi_1)^n = p_e(\varphi_2) \cdot V(\varphi_2)^n \quad (9.13)$$

odakle se lako dolazi do korigovane vrednosti pritiska u prvoj tački intervala:

$$p_{ek}(\varphi_1) = \frac{p_e(\varphi_2) - p_e(\varphi_1)}{\left(\frac{V(\varphi_1)}{V(\varphi_2)}\right)^n - 1} = \frac{\Delta p_e}{\left(\frac{V(\varphi_1)}{V(\varphi_2)}\right)^n - 1} \quad (9.14)$$

Tražena korekcija odstupanja apsolutnog nivoa signala pritiska Δp_H (indeks H ukazuje da je korekcija sprovedena Hoenbergovom metodom) tada se dobija na sledeći način:

$$\Delta p = \Delta p_H = p_e(\varphi_1) - p_{ek}(\varphi_1) \quad (9.15)$$

Tako određena korekcija približno je tačna jer postupak zavisi od poznavanja tačnog položaja SMT. Međutim, postoji i prikrivena greška koja se u literaturi ne razmatra, a koja utiče na ukupnu tačnost rezultata, čak i pod uslovom da su eksponent politrope i položaj SMT unapred poznati i apsolutno tačni. Zapravo, ovako određena korekcija može se smatrati tačnom samo za ugaoni položaj prve tačke intervala φ_I , za koji je i izračunata. Problem je u tome što apsolutni nivo signala senzora pritiska ima promenljivu vrednost u vremenskom domenu i što se za duži interval uzorkovanja može uočiti da postoji stabilan gradijent signala. Ako se razmatra problem indiciranja pritiska u cilindru, koje se uobičajeno obavlja uzorkovanjem na većem broju uzastopnih ciklusa (50, 100, 200 ili više), poređenjem vrednosti pritiska prve i poslednje izmerene tačke, koje su, ako je merenje u ugaonom domenu izvršeno korektno, zapravo vrednosti pritiska za isti ugaoni položaj KV, može se uočiti da postoji stabilan gradijent. Gradijent ima približno konstantnu vrednost, pa razlika apsolutnog nivoa za prvi i poslednji ciklus raste sa povećanjem broja uzastopnih ciklusa i smanjenjem broja obrtaja (oba činioca utiču na povećanje vremenskog intervala u kome se vrši uzorkovanje). Ukoliko se pojačivač punjenja ne resetuje neposredno pred početak snimanja svake pojedinačne serije ciklusa, razlika u apsolutnom nivou signala za prvu i poslednju seriju ciklusa može iznositi i nekoliko bara. Vremenski uticaj na apsolutni nivo signala pritiska ne uzima se u obzir Hoenbergovom metodom, pa se može koristiti tek pošto se prethodno kompenzuje vremenska komponenta apsolutnog nivoa signala. Taj problem se najčešće rešava tako što se Hoenbergov postupak sprovodi za svaki pojedinačni ciklus jedne

serije, ali se čak ni u tom slučaju ne može reći da je rezultat korektan. Može se samo reći da se uticaj vremenske komponente minimizira sužavanjem intervala na kome će ta korekcija biti primenjena. Zato će u ovom radu biti primenjena originalna, jednostavna korekcija koja ne zavisi od tačnosti položaja SMT i važi pod pretpostavkom da je promena apsolutnog nivoa senzora linearna u vremenskom, pa prema tome i u ugaonom domenu. Ako se za generisanje ugaone baze i kontrolu procesa AD konverzije koristi optički inkrementalni enkoder (OIE) sa z_{OIE} impulsa po krugu (ugaona rezolucija je $360^\circ/n_{IOE}$) i ako se snima n_c uzastopnih ciklusa, onda je za motor taktnosti τ ukupan broj uzoraka u jednoj seriji, tj. u jednom ansamblu za dati kvazistacionarni radni režim N :

$$N = \frac{\tau}{2} \cdot z_{OIE} \cdot n_c \quad (9.16)$$

Tada je vremenska komponenta apsolutnog nivoa signala senzora pritiska za i -ti uzorak u ansamblu od ukupno N uzoraka definisana preko jednostavne proporcije:

$$\Delta p_{t,i} = \frac{i-1}{N} \cdot (p_{e,N} - p_{e,1}) \quad (9.17)$$

Pošto se odrede vrednosti korekcija za svaki član ansambla, sprovodi se inicijalna korekcija vrednosti pritiska za i -ti uzorak ansambla:

$$p_{ekt,i} = p_{e,i} + \Delta p_{t,i} \quad i = 1 - N \quad (9.18)$$

U sledećem koraku sprovodi se korekcija po Hoenbergovoj metodi, definisana izrazima (9.13) – (9.15). U ovom slučaju korekcija se može sprovesti na bilo kom pojedinačnom ciklusu, ili čak direktno na srednjem ciklusu.

Pošto je ova korekcija sprovedena pod pretpostavkom da je položaj SMT određen položajem maksimuma pritiska u ciklusu bez sagorevanja, jasno je da prethodno primenjen postupak korekcije nije apsolutno tačan (očekivano odstupanje je $\approx 0,5-1,0$ °KV) i da će vrednosti morati biti dodatno korigovane, pri čemu će u obzir biti uzet i uticaj realnog položaja SMT. Uticaj greške sinhronizacije na tok pritiska može se dobiti kada se funkcija pritiska razvije u Tejlorov (Taylor) red [32]:

$$p(\varphi + \Delta\varphi) = p(\varphi) + \frac{dp(\varphi)}{d\varphi} \cdot \Delta\varphi + O(\Delta\varphi^2) \quad O(\Delta\varphi^2) \approx 0 \quad (9.19)$$

Zanemarivanjem članova višeg reda i kombinovanjem sa prethodno primenjenim korekcijama, dolazi se do konačnog izraza za korekciju izmerenog pritiska:

$$p_{ek,i} = p_{ekt,i} + \frac{dp_{e,i}}{d\varphi} \cdot \Delta\varphi + \Delta p_H \quad (9.20)$$

U izrazu (9.20) figuriše diferencijal pritiska po uglu KV i bez obzira na to što se postupak sprovodi na podacima srednjeg ciklusa, postoji opasnost da se šum, koji se osrednjavanjem ne može odstraniti, pojavi kao dopunski izvor grešaka. Taj problem se može rešiti zamenom, odnosno uvođenjem modeliranog diferencijala pritiska $dp_{m,i}/d\varphi$, polazeći od pretpostavke da su diferencijali po uglu izmerenih i modeliranih vrednosti pritiska za isti ugaoni položaj približno jednaki.

9.5 Identifikacija parametara matematičkog modela radnog procesa motora na osnovu signala trenutne ugaone brzine

Funkcional greške trenutne ugaone brzine formira se na isti način kao i u slučaju indiciranog pritiska. Na osnovu izraza (9.10) i (9.11), dolazi se do izraza za funkcional greške izmerene i modelirane vrednosti trenutne ugaone brzine KV:

$$F(X_\omega) = \sum_{i=1}^n w_{f\omega,i} \cdot [\omega_{e,i} - \omega_{m,i}(\varphi_i, X_\omega)]^2 \quad (9.21)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

- X_ω – vektor parametara modela radnog procesa motora koji se identifikuju na osnovu signala trenutne ugaone brzine
- $w_{f\omega,i}$ – ponder faktor razlike izmerenog i modeliranog pritiska za diskretan položaj KV φ_i
- $\omega_{e,i}$ – izmerena vrednost ugaone brzine za diskretan položaj KV φ_i
- $\omega_{m,i}$ – modelirana vrednost ugaone brzine za diskretan položaj KV φ_i

Izrazi (9.10), (9.11) i (9.21) imaju, očigledno, istu strukturu. Osim u oznakama pojedinih veličina, izrazi se razlikuju u veličini i sadržaju vektora parametara modela koji će u poslednjem slučaju obuhvatiti parametre modela koji se odnose ne na jedan, referentni cilindar, već na sve cilindre predmetnog motora. Vektor X_ω će biti predstavljen na sledeći način:

$$X_{\omega} = [X_{c,1} \quad X_{c,2} \quad X_{c,3} \quad X_{c,4} \quad C_{fP}]^T \quad (9.22)$$

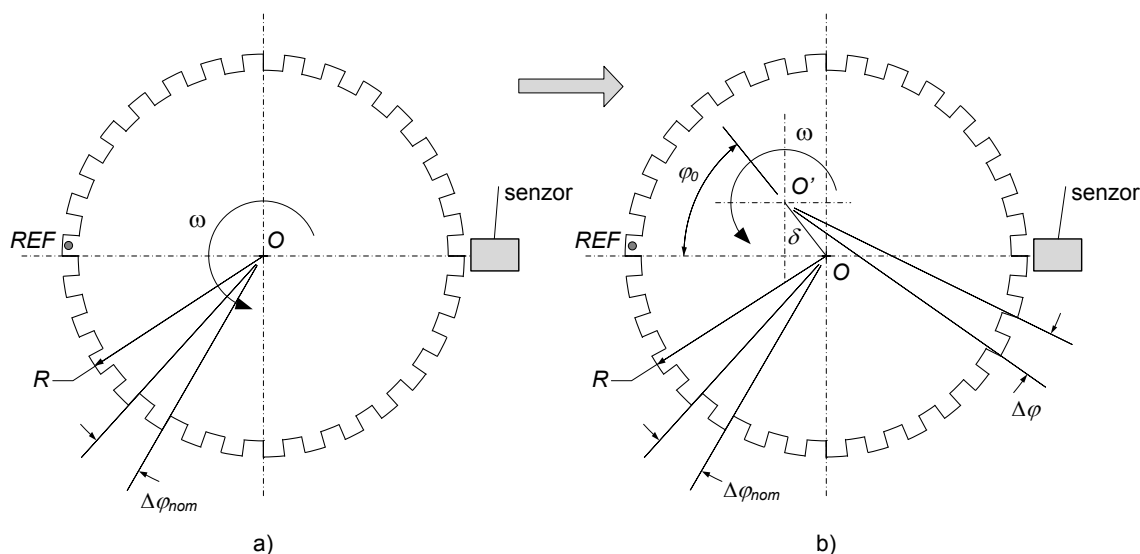
pri čemu je svaki član $X_{c,i}$, zapravo, vektor parametara matematičkog modela za pojedinačni cilindar, definisan na sledeći način:

$$X_{c,i} = [m_i \quad \Delta\varphi_{CD,i} \quad \varepsilon_i \quad C_{\alpha,i}] \quad i = 1 - 4 \quad (9.23)$$

a parametar C_{fP} predstavlja korekciju koeficijenta trenja u kontaktu klip–cilindar, koji će biti identifikovan jedinstveno za sve cilindre. Identifikacijom, očigledno, neće biti obuhvaćeno odstupanje apsolutnog nivoa signala senzora pritiska Δp , kao ni parametar $\Delta\varphi$. Fazna sinhronizacija signala ugaone brzine i ugla KV $\Delta\varphi$ biće određena kroz postupak identifikacije sistematske greške koja potiče od radijalnog bacanja inkrementalnog diska, tj. zamajca, u konkretnom slučaju. Više detalja o tom postupku može se naći u radu autora [199].

9.5.1 Sistematske greške merenja trenutne ugaone brzine kolenastog vratila

Kao i u slučaju indiciranja motora, sistematske greške su prisutne i u slučaju merenja trenutne ugaone brzine [6]. Osnovna sistematska greška odnosi se na faznu sinhronizaciju, tj. poznavanje tačnog položaja SMT referentnog cilindra, pri čemu će taj podatak biti određen jedinstveno za sve cilindre. Druga sistematska greška odnosi se na radijalno bacanje inkrementalnog diska, tj. zamajca motora. Uprkos tome što je u pitanju zupčanik koji se prilikom pokretanja motora spreže sa pogonskim zupčanikom elektro-pokretača, odstupanja moraju postojati i ona su ograničena dozvoljenim geometrijskim tolerancijama za dati zupčanički par. Treća vrsta sistematskih grešaka odnosi se na greške u izradi zupčastog venca zamajca, zbog čega ugaoni interval između susednih zubaca odstupa od nominalne vrednosti. Mora se, ipak, naglasiti da je ovaj uticaj spregnut i delimično uzrokovan greškom koja potiče od radijalnog bacanja zamajca. Ta greška, zapravo, predstavlja vektor sastavljen od Z_{FW} diskretnih vrednosti grešaka na svakom pojedinačnom zubu zamajca i načelno se može identifikovati i korigovati. Ukoliko se u prvom koraku kompenzuje greška usled radijalnog bacanja, greška izrade zupčastog venca se ne mora nužno određivati jer se njen uticaj može otkloniti izborom odgovarajuće tehnike obrade signala trenutne ugaone brzine (filtriranjem).



Sl. 9.1 – Šematski prikaz merenja ugaone brzine KV pomoću inkrementalnog diska i induktivnog senzora: a) disk bez geometrijskih odstupanja; b) disk sa radijalnim bacanjem

Postupak merenja trenutne ugaone brzine šematski je prikazan na Sl. 9.1. Trenutna ugaona brzina, definisana za diskretan ugaoni položaj KV, izračunava se za poznat broj zuba zupčastog venca zamajca z_{FW} na sledeći način :

$$\omega(\varphi) = \dot{\varphi}(\varphi) = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t(\varphi)} = \frac{\Delta\varphi_{nom}}{\Delta t(\varphi)} = \frac{2 \cdot \pi}{z_{FW} \cdot \Delta t(\varphi)} \quad (9.24)$$

Izraz (9.24) koji se uobičajeno koristi, oslanja se na pretpostavku da navedenih sistematskih grešaka nema, odnosno da inkrementalni disk (zamajac) poseduje idealne geometrijske karakteristike (slučaj prikazan na Sl. 9.1a). U tom slučaju razmatraju se samo slučajne greške koje nastaju kao posledice šuma električnog signala koji dolazi sa senzora i slučajnih grešaka koje nastaju u postupku digitalizacije signala i merenja diskretnih vremenskih intervala. Vremenska rezolucija sistemskog sata je reda veličine 10–100 ns (u konkretnom slučaju korišćen je sistemski sat frekvence 80 MHz). Ako je broj zuba zamajca $z_{FW}=120$, a broj obrtaja KV, na primer, $n=3000 \text{ min}^{-1}$, tada je vremenski interval za nominalni ugaoni inkrement nešto manji od 0,2 ms, odnosno 200000 ns, pa se uticaj vremenske rezolucije sistemskog sata može zanemariti jer je greška manja od 0,05%.

Ako se posmatra realan slučaj, kada zamajac kolenastog vratila ima nesavršenu geometriju (Sl. 9.1b), proračun se komplikuje i uključuje dopunske trigonometrijske i geometrijske članove. Pod pretpostavkom da su radijalno odstupanje zamajca δ_{FW} i njegov ugaoni položaj $\Delta\varphi_\delta$ u odnosu na referentnu marku (*REF*) poznati, može se postaviti jednostavna relacija za izračunavanje obimne brzine u kojoj figuriše nepoznata tačna vrednost ugaone brzine ω_k za proizvoljan ugaoni položaj kolenastog vratila:

$$v_{FW} = \omega_k \cdot \left[\frac{D_{FW}}{2} - \delta_{FW} \cdot \sin(\varphi - \Delta\varphi_\delta) \right] \quad (9.25)$$

Ukoliko se u razmatranje uključi konačna ugaona rezolucija na zupčastom vencu zamajca $\Delta\varphi_{FW}$, izraz (9.25) za *i*-ti inkrement dobija sledeći oblik:

$$v_{FW}(\varphi_i) = \omega_k(\varphi_i) \cdot \left[\frac{D_{FW}}{2} - \delta_{FW} \cdot \sin(i \cdot \Delta\varphi_{FW} - \Delta\varphi_\delta) \right] \quad (9.26)$$

Ako je ω_e izmerena vrednost ugaone brzine, tada je tražena korigovana vrednost ugaone brzine definisana sledećim izrazom:

$$\omega_{ek}'(\varphi_i) = \frac{\omega_e(\varphi_i)}{1 - \frac{2 \cdot \delta_{FW}}{D_{FW}} \cdot \sin(i \cdot \Delta\varphi_{FW} - \Delta\varphi_\delta)} \quad (9.27)$$

Ovaj uticaj analiziran je u 11. poglavlju, a u ograničenoj formi prikazan je i u radu autora [199]. Nažalost, radijalno bacanje zamajca nije unapred poznato niti je poznat ugaoni položaj realne ose rotacije *O'* (Sl. 9.1b). Jedno od predloženih rešenja podrazumeva ugradnju dva ugaono spregnuta induktivna senzora (Đenću [28]), gde se naknadnom analizom dva signala ugaone brzine dolazi do nepoznatih parametara analitičkim putem. Uslov da se dobije tačno rešenje jeste poznavanje tačne vrednosti ugla između spregnutih induktivnih senzora, što predstavlja poseban tehnički problem koji u praksi nije uvek jednostavno rešiti. Pored ove metode, za korekciju sistematske greške usled geometrijskih odstupanja inkrementalnog diska može se koristiti Kalmanov filter koji se nadovezuje na izraz (9.27) (Kinke [14]), ali uz ograničenje maksimalnog broja obrtaja do $n=3000 \text{ min}^{-1}$, ili metoda Ferenbaha i grupe autora [15], koja se oslanja na razliku srednje i trenutne kinetičke energije rotacije kolenastog vratila za ciklus bez sagorevanja. Uslov za primenu prethodno navedenih metoda jeste poznavanje ugaonog položaja SMT, a taj podatak, takođe, nije unapred poznat. Može se primeniti bilo koja od tih metoda, i prema dostupnim podacima iz literature, daće

korektne rezultate ukoliko je položaj SMT poznat, mada ni u jednoj od navedenih referenci nije prikazan postupak njenog određivanja. U krajnjem slučaju, položaj SMT bi mogao biti preuzet iz postupka identifikacije parametara matematičkog modela na osnovu indiciranja pritiska motora za koji je, takođe, poznavanje tog podatka od suštinske važnosti. Međutim, takav pristup bi ceo postupak identifikacije parametara matematičkog modela na osnovu trenutne ugaone brzine učinio zavisnim od postupka indiciranja pritiska, pa bi se u tom slučaju, potpuno opravdano, moglo postaviti pitanje svrsishodnosti same ideje identifikacije parametara modela radnog procesa na osnovu signala trenutne ugaone brzine.

U ovom radu, kao polazna tačka za rešenje problema kompenzacije sistematskih grešaka merenja ugaone brzine, biće iskorišćena već pomenuta ideja Ferenbaha i grupe autora [15] koja se odnosi na korišćenje motorskog ciklusa bez sagorevanja. Nepoznate veličine radijalnog odstupanja diska (zamajca) δ_{FW} , njegovog ugaonog položaja u odnosu na referentnu tačku $\Delta\varphi_\delta$, kao i ugaoni položaj SMT u odnosu na referentnu tačku, koja se može proizvoljno definisati, biće identifikovane minimizacijom funkcionala greške merene i modelirane ugaone brzine za slučaj motoriranja prethodno zagrejanog motora. Taj test se lako izvodi pomoću elektropokretača, pri čemu su sistemi paljenja i ubrizgavanja goriva isključeni. Uticaj gasne sile se minimizuje jer se ciklus svodi na čisto sabijanje i širenje, pa dodatnih poremećaja usled dejstva gasne sile tokom sagorevanja nema. Takođe, uticaj inercijalnih sila je mali jer je ugaona brzina tokom pokretanja motora približno 10–20 puta manja od vrednosti uobičajenih za radno područje motora. Tok pritiska u cilindru, gubici i dinamika motora biće modelirani pomoću već razvijenih modela koji su prikazani u poglavljima 2–8, što je kvalitativno poboljšanje u odnosu na Ferenbahov postupak u kome je pritisak u cilindru modeliran jednačinom za politropsku promenu stanja (arbitrarno određen eksponent politrope), a mehanički gubici nisu ni uzeti u obzir. Izraz za funkcional greške ovako postavljenog problema dat je na sledeći način:

$$F(X_\omega') = \sum_{i=1}^n w_{f\omega,i} \cdot [\omega_{ek,i} - \omega_{m,i}(\varphi_i, X_\omega')]^2 \quad (9.28)$$

pri čemu je korigovana izmerena vrednost trenutne ugaone brzine ω_{ek} definisana razvojem u Tejlorov red, na sličan način kako je to urađeno u slučaju kada su tražene korekcije sistematskih grešaka pri indiciranju pritiska u cilindru (izrazi (9.19) i (9.20)):

$$\omega_{ek,i} = \omega_{ek,i}' + \frac{d\omega_{ek,i}'}{d\varphi} \cdot \Delta\varphi + O(\Delta\varphi^2) \quad O(\Delta\varphi^2) \approx 0 \quad (9.29)$$

Na kraju treba prokomentarisati smisao vektora parametara matematičkog modela X_ω' . U ovom slučaju on je prikazan formalno. Članovi koji se odnose na proces sagorevanja (m i $\Delta\varphi_{CD}$) eksplicitno se izostavljaju. Takođe, korekciju koeficijenta prelaza toplote nije neophodno identifikovati, jer je, kako je to pokazano u 3. poglavlju, model Vošni–Čeng dovoljno pouzdan i verodostojan kada se simuliraju procesi sabijanja i širenja. Slično, iz postupka identifikacije može se izostaviti i korekcija koeficijenta protoka kroz nezaptivena mesta, pa se postupak identifikacije svodi samo na određivanje tri nepoznata parametra vezana za sistematske greške geometrije diska (zamajca).

9.6 Metode optimizacije – opšti pregled

Kako je to već naglašeno, za pronalaženje minimuma funkcionala greške u bilo kom od navedenih oblika, prikazanih izrazima (9.11), (9.21) i (9.28), neophodno je poznavanje parcijalnih izvoda. Pošto se do toka pritiska i ugaone brzine dolazi rešavanjem sistema običnih nelinearnih diferencijalnih jednačina, parcijalni izvodi nisu dostupni u analitičkom obliku, pa se za rešenje problema moraju koristiti iterativni numerički postupci. Izuzetno detaljan pregled i poređenje velikog broja pojedinih optimizacionih metoda sa aspekta identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa motora mogu se naći u domaćoj literaturi [32]. Sa stanovišta pouzdanosti i efikasnosti, metoda Levenberg–Markvart, kao specijalan slučaj opšte metode oblasti poverenja (Trust Region), ocenjena je kao optimalna za klasu problema koji su predmet ovog rada [32]. Zbog toga će u ovom odeljku, u skraćenom obliku, biti prikazan samo postupak optimizacije funkcionala u obliku sume kvadrata primenom metode Levenberg–Markvart, a s obzirom na to da metoda kombinuje gradijentnu metodu i Gaus–Njutnovu (Gauß–Newton) metodu minimizacije sume kvadrata biće prikazane i osnovne postavke tih metoda.

Pri izboru metode optimizacije za konkretan slučaj mora se voditi računa o sledećim problemima [32]:

- parcijalni izvodi funkcionala greške po svakom nepoznatom parametru modela nisu poznati u analitičkom obliku, i za potrebe optimizacije neophodno ih je odrediti numeričkim putem (metoda konačnih razlika I i II reda);
- izračunavanje funkcionala greške zahteva veliko angažovanje procesora, pa se pri izboru metoda optimizacije prednost mora dati metodi koja se oslanjaju na manji broj izračunavanja funkcionala;
- modelirani pritisak i ugaona brzina imaju deklarisanu i ograničenu tačnost o čemu treba voditi računa ukoliko je neophodno računati parcijalne izvode, posebno II reda.

Za svaku optimizacionu metodu ključna su rešenja dva problema koji se pojavljuju u svakoj iteraciji [32,200–203]: određivanje pravca traganja i dužine koraka u pravcu traganja. U drugom planu se nalaze pitanja provere konvergencije proračuna i inkrementiranje i ažuriranje vrednosti minimuma, koji se mogu svesti u ravan tehničkih problema. Pri određivanju pravca traganja i dužine koraka u svakoj iteraciji ograničenje predstavlja uslov smanjenja vrednosti funkcionala. Pravac traganja uvek mora da predstavlja pravac u kome se vrednost funkcionala smanjuje, a to znači da će u k -tom koraku iteracije skalarni proizvod pravca $d(k)$ i gradijenta $g(k)$ imati negativnu vrednost:

$$g^T(k) \cdot d(k) < 0 \tag{9.30}$$

U tom slučaju mora postojati korak, odnosno skalar $s(k)$ takav da se zadovolji uslov opadanja funkcionala:

$$F(X(k) + s(k) \cdot d(k)) < F(X(k)) \tag{9.31}$$

9.6.1 Gradijentna metoda i Njutnova gradijentna metoda II reda

Izraz (9.30), osim što postavlja uslov koji mora biti zadovoljen, ne omogućava da se odredi pravac u kome se, u datoj iteraciji, može potražiti niža vrednost funkcionala. Međutim, ima smisla potražiti minimum u pravcu negativnog gradijenta $-g(k)$, s obzirom na to da je uslov (9.30) eksplicitno zadovoljen.

$$g^T(k) \cdot d(k) = -g^T(k) \cdot g(k) < 0 \tag{9.32}$$

Tada se govori o metodi najbržeg pada, tj. gradijentnoj metodi I reda. Međutim, problem predstavlja određivanje optimalne dužine koraka $s(k)$. Često se umesto gradijenta $g(k)$ koristi normalizovana vrednost $g(k)/\|g(k)\|$, gde je $\|g(k)\|$ modul gradijenta, a korak s tada može uzeti konstantnu vrednost. Alternativno, korak se može skalirati u funkciji rednog broja koraka iteracije, ili se može koristiti neka od metoda optimizacije za određivanje koraka do postizanja minimalne vrednosti funkcionala u datom koraku iteracije. Ipak, ne može se izbeći karakteristično „cikcak“ kretanje, a od početnog brzog napredovanja, sa povećanjem broja iteracija koraci postaju sve kraći, a konvergencija se u blizini optimuma usporava.

Osim gradijentne metode I reda, može se koristiti Njutnova metoda kod koje se funkcional aproksimira kvadratnom funkcijom (gradijentna metoda II reda). Do aproksimacije se dolazi razvojem funkcionala u Tejlorov red u okolini tekuće tačke, zaključno sa članom drugog reda [200–202,204]:

$$F(X) = F(X(k)) + g^T(k) \cdot (X - X(k)) + \frac{1}{2}(X - X(k))^T \cdot H(X(k)) \cdot (X - X(k)) \quad (9.33)$$

gde je X vektor promenljivih u okolini tekuće tačke dimenzije m , a $H(X(k))$ Hessian ili matrica drugih izvoda funkcionala u okolini tekuće tačke, dimenzija $m \times m$ – nazvana po nemačkom matematičaru Heseu (Ludwig Otto Hesse). Pomeranje iz tekuće u novu tačku dobija se određivanjem inverzne Heseove matrice H^{-1} :

$$\delta_{N2M}(k) = X(k + 1) - X(k) = -H^{-1}(X(k)) \cdot g(k) \quad (9.34)$$

Ukoliko je funkcional kvadratna funkcija, konvergencija se postiže u prvom koraku, ali u opštem slučaju konvergencija zavisi od toga koliko je kvadratna aproksimacija funkcionala verodostojna. U blizini optimuma, kvadratna aproksimacija je najčešće dovoljno pouzdana, pa metoda obično brzo konvergira. Ukoliko kvadratna aproksimacija ne reprodukuje funkcional dovoljno verno, metoda lako divergira.

Njutnova metoda II reda često se koristi za rešavanje problema koji su po strukturi slični onom koji je tema ovog rada. Metoda je robustna, pouzdana i brzo konvergira i najšešće predstavlja prvi izbor, odnosno uzima se kao referentna u odnosu na koju se meri efikasnost drugih postupaka. Mali broj koraka i brza konvergencija, ipak, mogu biti narušeni obimnim proračunom Heseove matrice u slučaju složenijih problema, ali

poseban problem, zapravo, može predstavljati tačnost sa kojom se drugi izvodi izračunavaju numeričkim putem, metodom konačnih razlika.

9.6.2 Gaus–Njutnova metoda

Za minimizaciju funkcionala u obliku sume kvadrata, kakvi su formirani za potrebe identifikacije parametara modela na osnovu indiciranog pritiska i izmerene ugaone brzine, mogu se koristiti posebne metode optimizacije koje se oslanjaju na neke specifičnosti ove matematičke forme. To se, pre svega, odnosi na činjenicu da gradijent i Heseova matrica imaju specifičnu strukturu koja nudi neke prednosti kada je u pitanju povećanje efikasnosti postupka optimizacije. Gradijent i Heseova matrica izražavaju se preko Jacobiana, odnosno matrice prvih izvoda dimenzija $m \times m$ – nazvane po nemačkom matematičaru Jakobiju (Carl Gustav Jacob Jacobi) [200–202,204]:

$$g(X) = 2 \cdot J^T(X) \cdot f(X) \quad (9.35)$$

$$\begin{aligned} H(X) &= 2 \cdot \left[J^T(X) \cdot J(X) + \sum_{i=1}^n f_i(X) \cdot H_i(X) \right] = \\ &= 2 \cdot [J^T(X) \cdot J(X) + Q(X)] \end{aligned} \quad (9.36)$$

Lako se može pokazati da se Njutnova gradijentna metoda II reda, prikazana izrazom (9.34), za sumu kvadrata, transformiše u sledeći oblik [200–202,204]:

$$\left[J^T(X) \cdot J(X) + \sum_{i=1}^n f_i(X) \cdot H_i(X) \right] \cdot \delta(k) = -J^T(X) \cdot f(X) \quad (9.37)$$

Kada se vrednosti vektora X približavaju optimalnoj vrednosti, matrični član II reda $Q(X)$ koji figuriše u Heseovoj matrici teži nuli, pa se Njutnov pravac, prikazan za sumu kvadrata izrazom (9.37), može aproksimirati na sledeći način:

$$J^T(X) \cdot J(X) \cdot \delta_{GNm}(k) = -J^T(X) \cdot f(X) \quad (9.38)$$

čime se dolazi do Gaus–Njutnove metode minimizacije sume kvadrata i pravca δ_{GNm} .

Pošto se postupak oslanja na linearnu aproksimaciju funkcije $f(X)$ u okolini tekuće tačke, konvergencija će zavistiti od toga koliko je linearna aproksimacija verodostojna. Konvergencija je, načelno, dobra u okolini optimuma gde linearni model najčešće dobro

aproksimira funkciju $f(X)$, ali daleko od optimuma, to ne mora uvek biti slučaj i konvergencija se ne može garantovati. Glavna prednost metode, pored brze konvergencije u okolini optimuma, ostaje to što se iterativni postupak oslanja samo na proračun prvih izvoda, tj. određivanje Jakobijeve matrice. Međutim, to treba uzeti sa rezervom i postupak se mora primeniti sa velikom pažnjom jer se u proračun uvodi greška zanemarivanjem člana drugog reda, pri čemu se već i u samoj Jakobijevoj matrici nalazi greška koja potiče od izvornih odstupanja u merenju i modelu [200–202,204].

9.6.3 Metoda Levenberg–Markvart

Karakteristike gradijentne metode I reda i Gaus–Njutnove metode za minimizaciju sume kvadrata različite su i pokazuju dobru konvergenciju u različitim fazama postupka optimizacije. U tom smislu, nameće se ideja sprežanja ta dva postupka i to tako da se gradijentna metoda I reda primeni u početnoj fazi kada je konvergencija ove metode brza, a da se u drugoj fazi pređe na Gaus–Njutnovu koja pokazuje dobru konvergenciju u okolini optimuma. Metoda Levenberg–Markvart povezuje ta dva postupka i predstavlja specijalni slučaj klase metoda poznate pod nazivom metode oblasti poverenja (Trust Region) [202,204].

Izraz (9.38) se, radi lakšeg praćenja, može predstaviti na sledeći način:

$$A \cdot \delta_{GNm} = B \tag{9.39}$$

gde su članovi A i B:

$$\begin{aligned} A &= J^T(X) \cdot J(X) \\ B &= -J^T(X) \cdot f(X) \end{aligned} \tag{9.40}$$

Gaus–Njutnova i gradijentna metoda I reda mogu se spregnuti proširenjem izraza (9.39), uvođenjem jedinične matrice I , dimenzija $m \times m$, i pozitivnog skalara λ :

$$(A + \lambda \cdot I) \cdot \delta = B \tag{9.41}$$

Tako postavljena jednačina ima sledeće osobine:

- Ako skalar λ teži beskonačnosti, dijagonala $\lambda \cdot I$ dominira nad matricom A , pa pravac traganja δ teži B/λ . Drugim rečima, imajući u vidu da je prema izrazu

(9.35) za slučaj sume kvadrata matrica B , zapravo, gradijent, pravac traganja δ teži pravcu traganja gradijentne metode δ_{gm} .

- Kada skalar λ teži 0, u članu sa leve strane izraza (9.41) dominira matrica A , pa se izraz svodi na slučaj Gaus–Njutnove metode, a pravac traganja δ teži Gaus–Njutnovom pravcu traganja δ_{GNm} .

Tako definisan problem svodi se na problem izbora vrednosti skalara λ tako da se u svakom koraku optimizacije obezbedi konvergencija. Algoritam za izbor vrednosti skalara λ može se naći u literaturi [32,200,202,204].

Metoda Levenberg–Markvart sastavni je deo seta optimizacionih metoda za rešavanje problema nelinearnih suma kvadrata (*lsqnonlin*), koje se nude u okviru programskog okruženja Matlab/Simulink. Problem, međutim, predstavlja činjenica da se opcija LM (Levenberg–Markvart) ne može aktivirati u slučaju optimizacije sa prostim ograničenjima (BCO – Box Constrained Optimization). To je najverovatnije motivisano pretpostavkom da je problem optimizacije sa prostim ograničenjima već dobro postavljen i da su granice u kojima se parametri optimiraju dovoljno uske (blizu optimuma), pa se za ovaj zadatak, kao opcija, nudi samo Gaus–Njutnova metoda. Zato je u ovom radu korišćena javno dostupna Matlab rutina za metodu Levenberg–Markvart sa prostim ograničenjima (Gavin [205]). Navedena implementacija metode Levenberg–Markvart sa prostim ograničenjima, s obzirom na to da je data u osnovnom, jednostavnom obliku, dopunjena je segmentima za povezivanje sa razvijenim modelima i segmentima za spoljnu kontrolu kriterijuma za procenu greške i konvergencije.

10 Metodologija eksperimentalnog istraživanja

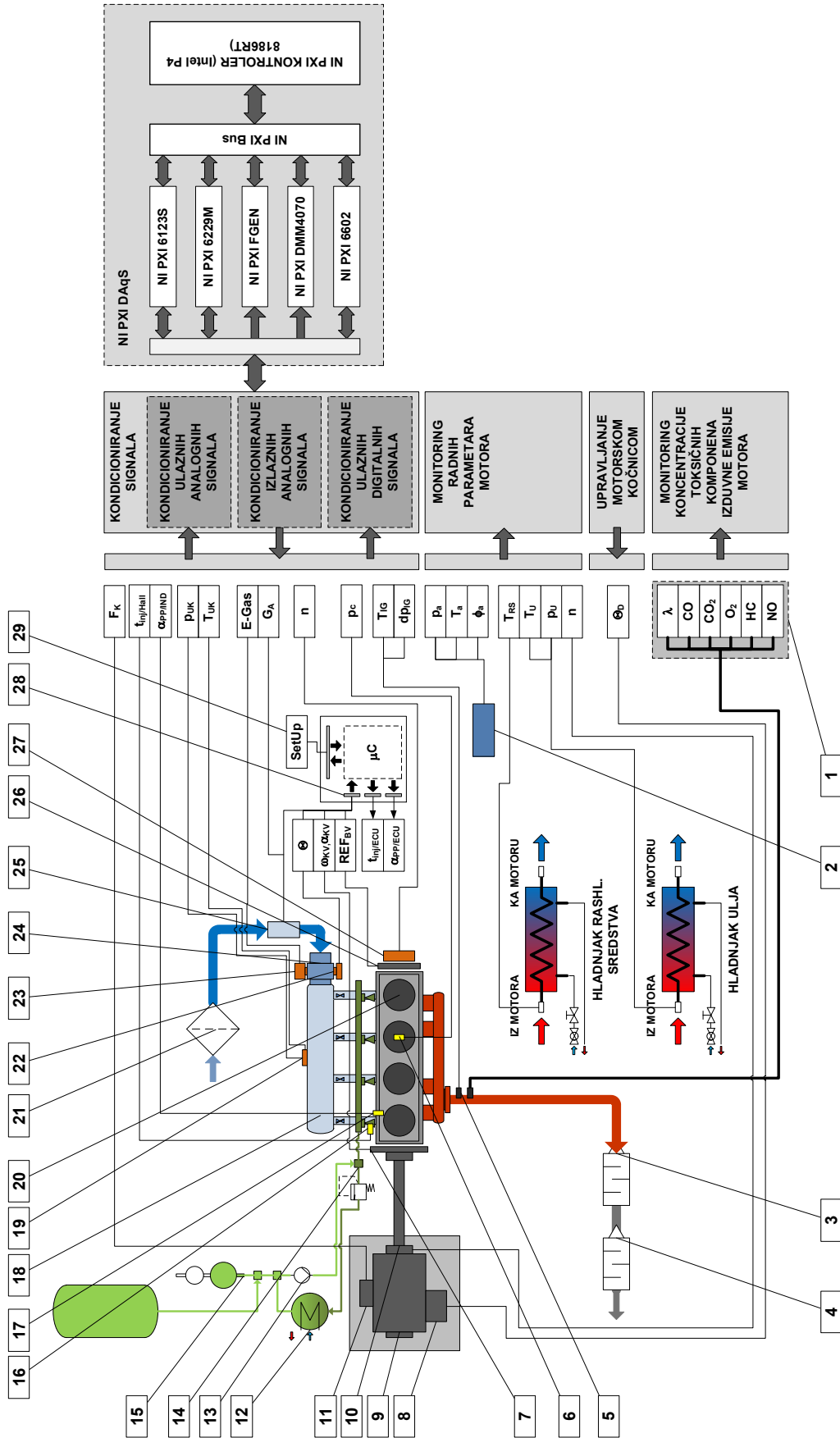
10.1 Uvodna razmatranja

U prethodnim poglavljima prikazan je detaljan model radnog procesa motora, model mehaničkih gubitaka i dinamički model sistema motor–dinamometar. Sam model motora kao složenog sistema nije sam sebi cilj, već predstavlja jedan od matematičkih alata koji će se koristiti u postupku identifikacije osnovnih parametara tog istog modela. Uobičajeno se do parametara matematičkog modela radnog procesa motora dolazi na osnovu indiciranja motora. Zato se indiciranje pritiska u cilindru smatra nezamenljivom tehnikom kada je u pitanju analiza radnog procesa. U ovom slučaju, indiciranje pritiska u cilindru motora biće iskorišćeno da se dođe do referentnih podataka o toku radnog procesa, a glavni deo eksperimentalnog ispitivanja treba da obezbedi podatke o toku trenutne ugaone brzine na osnovu koje će se primenom razvijenih modela i numeričke optimizacije doći do toka radnog procesa.

Eksperimentalni deo istraživanja obuhvata više zadataka i zahteva rešavanje nekoliko problema koji se razlikuju po svom karakteru i stepenu složenosti. Osnovni deo eksperimenta odnosi se na merenje radnih parametara motora i praćenje osnovnih kontrolnih i upravljačkih parametara, dok se drugi deo zadatka, daleko složeniji, odnosi se na izbor, pripremu i konfiguraciju mernog sistema za snimanje visokodinamičkih pojava u ugaonom domenu (pritisak u cilindru, trenutna ugaona brzina, ugaoni položaj preskakanja vranice, trajanje ubrizgavanja).

10.2 Prikaz eksperimentalne instalacije

Eksperimentalni deo ovog rada u potpunosti je realizovan u laboratorijama Centra za motore Mašinskog fakulteta u Beogradu. U ovom radu korišćena je instalacija koja je formirana za potrebe eksperimentalnih istraživanja u okviru projekta NPEE-290025 i TR-14074. Šema eksperimentalne instalacije prikazana je na Sl. 10.1, a pregled oznaka komponenata instalacije prikazan je u Tab. 10.1.



Sl. 10.1 – Šematski prikaz eksperimentalne instalacije

Tab. 10.1 – Pregled oznaka komponenata eksperimentalne instalacije

Oznaka	Naziv pozicije
1.	Analizator izduvnih gasova
2.	Modul za merenje termodinamičkih parametara okoline
3.	Senzori relativnog pritiska i temperature u izduvnom kolektoru (Δp_{exh} , T_{exh})
4.	Katalitički konvertor (3WC)
5.	Prigušni lonac izduvnog sistema
6.	Senzor pritiska u cilindru (p_c)
7.	Induktivni senzor ugaone brzine i ugaonog položaja KV motora
8.	Aktuator za promenu opterećenja motorske kočnice
9.	Hidraulička motorska kočnica (dinamometar)
10.	Vratilo za prenos snage sa motora na kočnicu
11.	Senzor sile kočenja
12.	Hladnjak goriva (izmenjivač toplote tipa tečnost–tečnost)
13.	Pumpa za gorivo
14.	Akumulator za gorivo sa brizgačima i regulatorom pritiska goriva
15.	Sistem za merenje protoka goriva
16.	Kombinovani senzor za merenje strujnog (Hall) i naponskog signala na brizgaču
17.	Induktivni senzor za identifikaciju trenutka uključenja indukcionog kalema i preskakanja varnice
18.	Usisni kolektor
19.	Senzori za merenje apsolutnog pritiska i temperature u usisnom kolektoru (p_{in} , T_{in})
20.	Motor DMB 202 PB.13
21.	Prečistač usisnog vazduha
22.	Senzor položaja regulacionog organa
23.	Aktuator položaja regulacionog organa (E-Gas)
24.	Kućište regulacionog organa
25.	Senzor masenog protoka vazduha sa zagrejanim filmom (HFM)
26.	Senzor faze motora na bregastom vratilu
27.	Optički inkrementalni enkoder (OIE)
28.	Elektronska upravljačka jedinica (EUJ)
29.	Interfejs za eksterno podešavanje parametara ubrizgavanja i paljenja

Za potrebe eksperimentalnih ispitivanja iskorišćen je serijski 4-cilindarski, 4-taktni benzinski motor sa ubrizgavanjem goriva DMB 202PB.13. Osnovne karakteristike motora prikazane su u Tab. 10.2.

Tab. 10.2 – Pregled osnovnih karakteristika motora DMB 202PB.13

Naziv karakteristike	Oznaka	Jedinice	Vrednost
Hod klipa	s	[mm]	67,4
Prečnik klipa	D_p	[mm]	80,6
Ekscentricitet osovinice klipa	b	[mm]	3,62
Dužina klipnjače	l_{CR}	[mm]	128,5
Stepen sabijanja	ε	[-]	$9,2^{+0.1}_{-0.2}$
Hod usisnog ventila	$h_{v,in}$	[mm]	9,25
Ugao otvaranja usisnog ventila	φ_{IVO}	[°KV]	6
Ugao zatvaranja usisnog ventila	φ_{IVC}	[°KV]	46
Hod izduvnog ventila	$h_{v,exh}$	[mm]	9,20
Ugao otvaranja usisnog ventila	φ_{EVO}	[°KV]	47
Ugao zatvaranja usisnog ventila	φ_{EVC}	[°KV]	7

Sva merenja obavljena su pomoću digitalnog akvizicionog sistema National Instruments (NI) na PXI platformi. U osnovi, sistem je konfigurisan oko PCI magistrale, koja je fizički prilagođena mernim aplikacijama (PXI – PCI eXtension for Instrumentation) i podržava laku i jednostavnu ugradnju i konfigurisanje instrumentacionih modula i po pristupu je vrlo sličan često korišćenoj industrijskoj platformi VME/VXI. Konfiguracija mernog sistema i karakteristike pojedinih modula prikazane su u Tab. 10.3. Za merenje osnovnih radnih parametara motora korišćena je multifunkcionalna akviziciona kartica PXI-6229M, a za merenje dinamičkih veličina akviziciona kartica sa nezavisnom AD konverzijom i simultanim S/H (Sample Hold) po kanalu NI PXI 6123S. Merenje vremena obavljeno je pomoću brojačko-vremenskog modula PXI 6601.

Tab. 10.3 – Pregled osnovnih karakteristika komponenata akvizicionog sistema NI PXI

Komponenta	Oznaka	Karakteristike
Kućište	NI-PXI-1042	8 PXI slotova, stabilisano napajanje
Mikrokontroler	NI-PXI-8186	RT Pentium P4, 1.6 GHz, 2 GB RAM
Akviziciona kartica	NI-PXI-6229M	32 kanala, 16-bit rezolucija, 250 Ks/s
Akviziciona kartica	NI-PXI-6123S	8 kanala, 12-bit rezolucija, 500 Ks/s/kanalu, 16 MB On-Board RAM
CT kartica	NI-PXI-6601	8 kanala, 32-bit

Tab. 10.4 – Pregled karakteristika senzora korišćenih na instalaciji za eksperimentalno ispitivanje motora DMB 202PB.13

Oznaka	Naziv veličine	Senzor	Oznaka	Opseg
F_K	Sila kočenja motora	Tenzometrijski	Interface SSM-2000N	0–2 kN
p_{in}	Apsolutni pritisak u usisnom kolektoru	Piezorezistivni	IHTM, TPA 46.1	0,1–1,2 bar
T_{in}	Temperatura u usisnom kolektoru	NTC	Bosch 0261230625	–40–130 °C
G_A	Maseni protok usisnog vazduha	Zagrejani film	Bosch 0280217123	10–480 kg/h
n	Broj obrtaja KV motora	Induktivni	Bosch 0261210104	20–7000 min ⁻¹
T_{exh}	Temperatura u izduvnom kolektoru	Termopar	Tip K	1200 °C
Δp_{exh}	Relativni pritisak u izduvnom kolektoru	Piezorezistivni	IHTM, TPR 50.5	0–5 bar
p_c	Pritisak u cilindru	Piezoelektrični	AVL 8QP505	0–150 bar
φ	Ugaoni položaj KV	Optički inkr. enkoder	Kübler 8.5020. 8544.0360	rez. 1 °KV
φ	Ugaoni položaj KV	Induktivni senzor	Bosch IS-M 02UV00693-01	
p_a	Apsolutni pritisak okoline	Piezorezistivni	Motorola MPX4100	0,2–1,05 bar
T_a	Temperatura vazduha	Termootporni	Heraeus, Pt-100	–55–500 °C
f_a	Relativna vlažnost vazduha	Otporni	Chichibu CGS-H14	30–90 %
T_c	Temperatura rashladnog sredstva motora	Termootporni	Heraeus, Pt-100	–55–500 °C
T_l	Temperatura ulja	Termootporni	Heraeus, Pt-100	–55–500 °C
p_l	Pritisak ulja	Manometar	Borac	1–10 bar

Više detalja o eksperimentalnoj instalaciji i specifičnostima primenjene opreme može se naći u radovima grupe autora sa Katedre za motore MFB [195,206–214].

10.2.1 Merenje temperature motorskih fluida

Temperatura vazduha meri se u usisnom kolektoru motora (T_{in}). termootpornim senzorom temperature tipa Pt-100. Pored toga, ista veličina se meri i pomoću NTC senzora integrisanog u kućište senzora apsolutnog pritiska u usisnom kolektoru (MAP sensor), i ona se koristi kao jedna od ulaznih upravljačkih veličina. Temperatura izduvnog gasa (T_{exh}) meri se pomoću termopara tipa K (Ni-CrNi). Mesta ugradnje navedenih senzora prikazana su na Sl. 10.1, dok su oznake senzora i merni opsezi dati u Tab. 10.4.

Apsolutni pritisak vazduha u usisnom kolektoru (p_{in}) meri se na dva mesta. U oba slučaja radi se o piezorezistivnim senzorima, s tim što je jedan od njih – MAP senzor (Manifold Absolute Pressure) sastavni deo upravljačkog sistema motora i predstavlja jednu od ulaznih upravljačkih veličina EUJ. Očekivane temperature vazduha su u svim karakterističnim presecima u okviru specificiranih dozvoljenih radnih opsega senzora (do 120 °C), što omogućava direktnu ugradnju senzora u zid cevi/kolektora.

Merenje pritiska izduvnih gasova je problematično jer se radi o merenju pritiska fluida čija temperatura znatno prevazilazi dozvoljene granice za piezorezistivne senzore (očekivane temperature su u opsegu 550–950 °C). Zato je senzor za merenje relativnog pritiska priključen na izduvnu cev preko adaptera dužine 500 mm. S obzirom na to da se radi o stacionarnim merenjima ova konstruktivna izmena u načinu ugradnje ne utiče na kvalitet merenja. Položaj senzora prikazan je na Sl. 10.1, dok su oznake senzora i merni opsezi dati u Tab. 10.4.

Osnovna verzija motora ne raspolaže protokomerom usisnog vazduha i opterećenje motora se određuje na osnovu apsolutnog pritiska u usisnom kolektoru (MAP sensor) i trenutnog položaja regulacionog organa. Motor na kome je obavljen eksperimentalni deo istraživanja opremljen je i senzorom masenog protoka vazduha, koji je korišćen kao indirektni pokazatelj trenutnog opterećenja motora i za proveru sastava smeše na osnovu podatka o masenom protoku goriva.

Srednji maseni protok vazduha kroz motor (G_A) meren je direktno pomoću masenog protokomera na bazi zagrejanog filma Bosch HFM5 (Cat. No. 0 280 217 123) Deklarisani merni opseg je 10–480 kg/h, što odgovara procenjenom masenom protoku kroz motor. S obzirom na to da se radi o sistemu za merenje protoka za serijsku ugradnju kod motora za vozilske aplikacije, kod kojih je tačnost deklarirana u širim granicama od onih koje su propisane za laboratorijska merenja, protokomer je ispitan u

vanmotorskim uslovima radi provere i kalibracije. Ispitivanje je obavljeno na kombinovanoj laboratorijskoj instalaciji za ispitivanje usisnih sistema i razvodnih organa produvavanjem/prosisavanjem. Za generisanje protoka vazduha korišćena je duvaljka tipa Roots, dok je zapreminski i maseni protok meren pomoću standardne prigušnice (blenda). Sistem za merenje protoka projektovan je i izrađen prema važećem standardu ISO-5167 i primenjen u laboratorijama Katedre za motore MFB. Više detalja o primenjenom konceptu može se naći u literaturi [210]

10.2.2 Merenje masenog protoka goriva

U ovom radu, srednji maseni protok goriva (časovna potrošnja G_F) određivan je na dva načina. U oba slučaja meren je zapreminski protok, a maseni protok je izračunavan na osnovu poznate vrednosti gustine goriva ρ_F . Osnovna metoda se svodi na merenje zapreminskog protoka na osnovu protočne karakteristike brizgača i vremena otvaranja brizgača za svaki pojedinačni radni režim motora, dok se povremeno, radi kontrole tačnosti, merenje masene potrošnje obavlja primenom originalnog sistema za merenje protoka goriva razvijenog za potrebe laboratorijskih ispitivanja na Katedri za motore MFB [213]. Vreme otvaranja brizgača meri se i snima za svaki radni režim motora. Zanimaren je uticaj napona baterije na vreme izdizanja iglice brizgača, jer je ispitivanje obavljeno u stabilnim laboratorijskim uslovima.

Prethodnim vanmotorskim ispitivanjem, utvrđene su statičke protočne karakteristike svakog od brizgača korišćenog na predmetnom motoru (Bosch 0 280 150 555). Statička protočna karakteristika je određena na osnovu zapremine goriva koje pri poznatim i stabilnim uslovima (napon baterije i pritisak u akumulatoru goriva jesu stabilni i unapred poznati parametri) protekne kroz permanentno otvoren brizgač tokom 60 s. Do približne vrednosti zapreminskog protoka goriva za svaki cilindar, pa preko toga i za ceo motor, dolazi se na osnovu jednostavnog izraza koji povezuje ciklusnu količinu goriva, protočnu karakteristiku brizgača i vreme trajanja ubrizgavanja. Razume se, za merenja višeg nivoa tačnosti neophodno je uvesti korekcije protočne karakteristike za početnu i završnu fazu ubrizgavanja tokom kojih brizgač nije potpuno otvoren. Uvođenjem odgovarajućih korekcionih faktora $C_{K,ON}$ i $C_{K,OFF}$ i odgovarajućih vremenskih intervala za početnu i završnu fazu ubrizgavanja izraz za dužinu trajanja ubrizgavanja dobija sledeći oblik:

$$\Delta t_{inj} = \Delta t_{inj,ON} + \Delta t_{inj,OFF} + \frac{b_c - C_{K,ON} \cdot K_{inj} \cdot \Delta t_{inj,ON} - C_{K,OFF} \cdot K_{inj} \cdot \Delta t_{inj,OFF}}{K_{inj}} \quad (10.1)$$

gde su parametri definisani na sledeći način:

Δt_{inj}	– trajanje ubrizgavanja
$\Delta t_{inj,ON}$	– trajanje početne faze ubrizgavanja (izdizanje iglice brizgača)
$\Delta t_{inj,OFF}$	– trajanje završne faze ubrizgavanja (spuštanje iglice brizgača)
b_c	– ciklusna količina goriva
K_{inj}	– protočna karakteristika brizgača
$C_{K,ON}$	– korekcija protočne karakteristike brizgača tokom početne faze
$C_{K,OFF}$	– korekcija protočne karakteristike brizgača tokom završne faze

Vreme izdizanja i spuštanja iglice brizgača i odgovarajuće korekcije protočne karakteristike za te faze predstavljaju složene funkcije pritiska goriva, jačine struje i vrednosti napona na solenoidu brizgača, električnih karakteristika solenoida (induktivnost) i inercije iglice brizgača, pa je pojedinačne vrednosti navedenih parametara teško odrediti analitičkim ili eksperimentalnim metodama. Međutim, grupisanjem pojedinih članova, prethodni izraz se može vrlo lako preformulisati u oblik pogodan za praktičnu primenu i eksperimentalnu identifikaciju nepoznatih parametara:

$$\Delta t_{inj} = \Delta t_{inj,ON}^* + \Delta t_{inj,OFF}^* + \frac{b_c}{K_{inj}} = \Delta t_{inj,ON/OFF}^* + \frac{b_c}{K_{inj}} \quad (10.2)$$

U prethodnom izrazu figuriše vremenska korekcija $\Delta t_{inj,ON/OFF}^*$ koja kumulativno uzima u obzir navedene fenomene i može se jednostavno odrediti eksperimentalnim putem na samo jednom radnom režimu, za koji su eksplicitno poznate vrednosti ukupnog vremena trajanja ubrizgavanja i ciklusne količine goriva. Pouzdanost tog postupka može se povećati snimanjem više različitih relevantnih režima, na osnovu čega se primenom metode najmanjih kvadrata može doći do nepoznate vrednosti korekcije.

10.2.3 Merenje koncentracija komponenata izduvne emisije

Merenje sastava izduvnih gasova obavljeno je višekomponentnim mernim sistemom StarGas 898. Za određivanje tekuće vrednosti sastava smeše korišćena je implementirana funkcija za izračunavanje koeficijenta viška vazduha λ na osnovu

izmerenih koncentracija ostalih komponenata. Pregled karakteristika uređaja dat je u Tab. 10.5.

Tab. 10.5 – Pregled komponenata izduvne emisije merenih na instalaciji za eksperimentalno ispitivanje motora DMB 202.PB.13

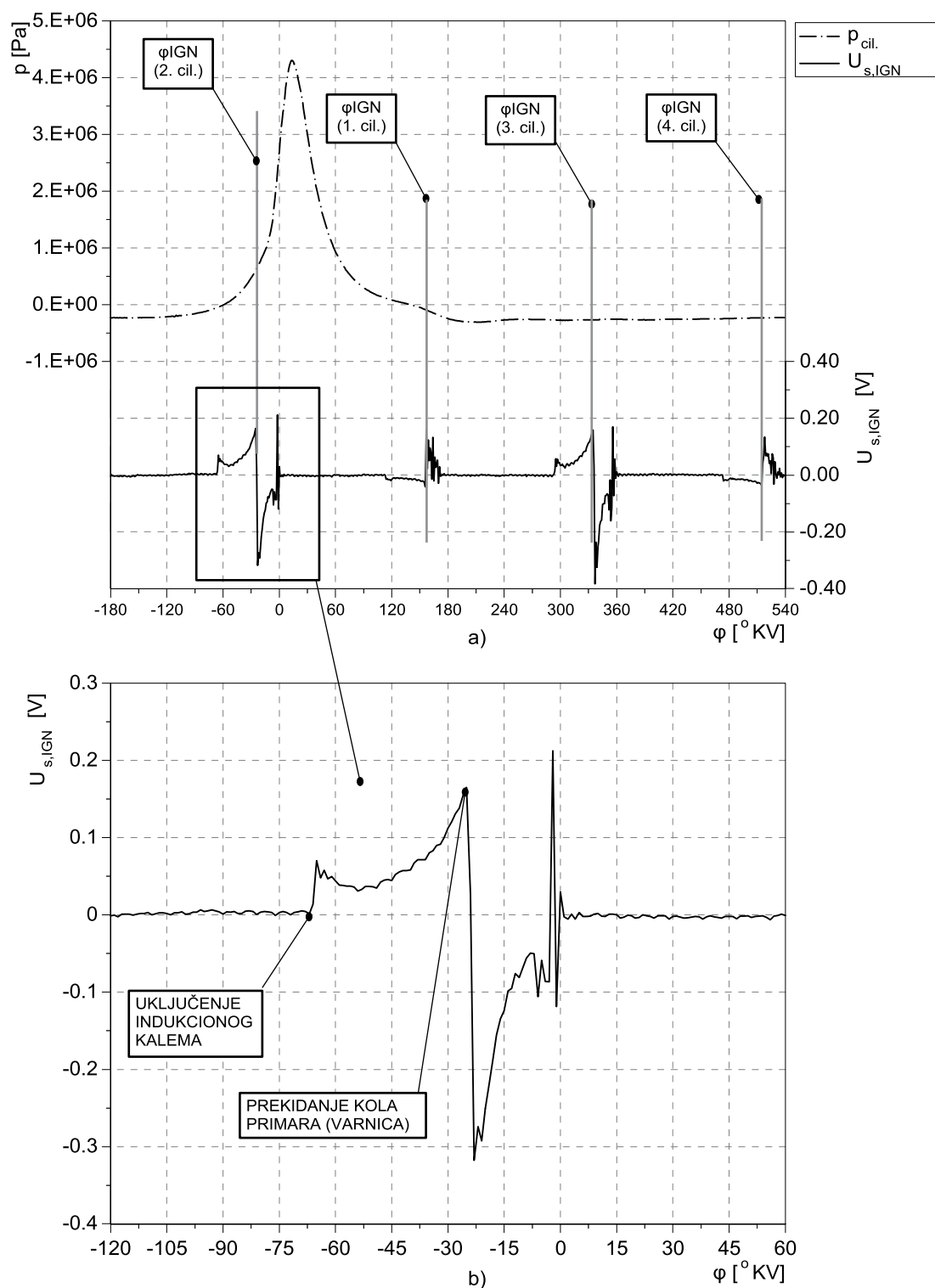
Oznaka	Opis pozicije	Opseg	Rezolucija
λ	Koeficijent viška vazduha	0,5–2,0	0,001
CO	Koncentracija ugljen-monoksida	0,0–15,0% vol.	0,001
CO ₂	Koncentracija ugljen-dioksida	0,0–20,0% vol.	0,01
HC	Koncentracija nesagorelih ugljovodonika	0–30000 ppm	1
O ₂	Koncentracija kiseonika	0,0–25,0% vol.	0,01
NO	Koncentracija azot-monoksida	0–5000 ppm	1

10.2.4 Identifikacija ugaonog položaja preskakanja varnice

Za određivanje ugla preskakanja varnice korišćen je induktivni senzor postavljen u neposrednoj blizini visokonaponskog kabla za priključenje svećice referentnog cilindra (cilindar br. 2). Promena magnetnog polja izazvana prelaznim pojavama u visokonaponskom delu instalacije sistema za paljenje dovoljno je intenzivna da izazove promenu naponskog signala induktivnog senzora, na osnovu čega se, odgovarajućim tehnikama filtriranja, dovoljno pouzdano mogu odrediti karakteristični trenuci uključenja primarnog kola indukcionog kalema i trenuci prekidanja toka struje punjenja kada se javlja varnica. Karakterističan tok signala induktivnog senzora u delu ugaonog domena kada se puni indukcioni kalem i kada se javlja varnica, prikazan je na Sl. 10.2a. Detalj značajan za identifikaciju trenutka (ugaonog položaja) preskakanja varnice kao i komentar karakterističnih tačaka prikazani su na Sl. 10.2b.

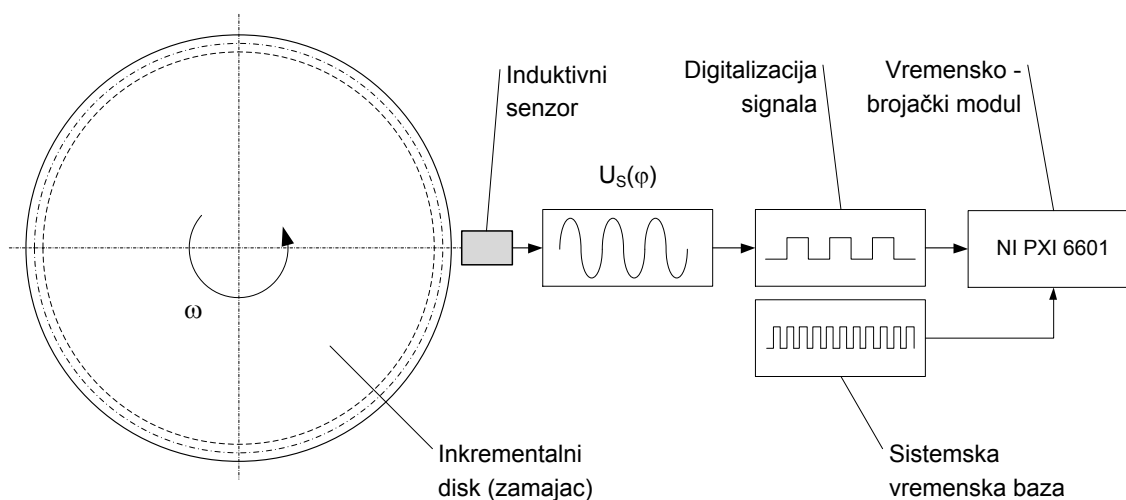
10.2.5 Indiciranje pritiska i merenje ugaonog položaja i ugaone brzine kolenastog vratila motora

Pritisak u cilindru motora indiciran je piezoelektričnim senzorom sa integrisanim hlađenjem pomoću tečnosti AVL 8QP505. Merni opseg senzora je 0–15 MPa, a deklarirana osetljivost 11,4 pC/bar, što ga čini pogodnim za osetljiva laboratorijska ispitivanja. Za kondicioniranje signala korišćen je pojačivač punjenja Kistler 5001.



Sl. 10.2 – Tok naponskog signala induktivnog senzora tokom punjenja primarnog kola indukcionog kalema i preskakanja električne varnice za paljenje smeše

Trenutni položaj i ugaona brzina kolenastog vratila mere se na dva načina. Za potrebe indiciranja pritiska u ugaonom domenu za započinjanje AD konverzije signala pritiska koristi se optički inkrementalni enkoder Kübler 8.5020.8544.0360 postavljen preko odgovarajućeg adaptera na remenici KV motora. Za merenje ugaone brzine KV, zbog manjeg uticaja torzionih oscilacija, korišćen je zupčasti venac zamajca motora sa 120 zuba i induktivni senzor identičan onom koji se inače serijski ugrađuje na motor i predstavlja sastavni deo upravljačkog sistema motora. Prikaz lanca za merenje ugaone brzine kolenastog vratila prikazan je na Sl. 10.3.



Sl. 10.3 – Prikaz mernog lanca za merenje trenutne ugaone brzine pomoću induktivnog senzora i zupčastog venca zamajca

11 Rezultati istraživanja

11.1 Uvodna razmatranja

U ovom poglavlju prikazani su rezultati primene razvijenih modela i metoda identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa benzinskog motora. Obim, detaljnost i međusobna uravnoteženost primenjenih modela i podmodela, kao i primena postojećih i novih tehnika korekcije sistematskih grešaka, prikazanih u prethodnim poglavljima, sami po sebi, nažalost, ne garantuju da će i konačan rezultat njihove primene biti pozitivan. Naime, kao što će sveobuhvatna analiza pokazati, signal trenutne ugaone brzine izuzetno je osetljiva fizička veličina u kojoj se reflektuju svi procesi u motoru – sagorevanje, mehanički gubici, geometrijske nesavršenosti delova motorskog mehanizma. Uticaji pojedinačnih parametara različiti su kako po karakteru tako i po vrednostima, i da bi postupak identifikacije uopšte konvergirao, početni uslovi i ograničenja moraju u svakom pojedinačnom slučaju biti definisani sa mnogo pažnje i osećaja za fizikalnost procesa.

Kada se govori o promenljivosti ugaone brzine kolenastog vratila motora i njenoj osetljivosti na motorske procese i o mogućnostima da se iz signala trenutne ugaone brzine ekstrahuju interesantni pokazatelji rada motora ili čak parametri matematičkog modela radnog procesa, što je predmet ovog rada, mora se konstatovati da su amplitude tih promena, zapravo, izuzetno male i da se kreću u okviru dela jednog procenta srednje vrednosti ugaone brzine na datom radnom režimu. Konstatacija se odnosi na motor u ispravnom stanju, ali i u slučaju kada postoje nepravilnosti u radu (izostanak sagorevanja, povećano propuštanje radne materije kroz nezaptivena mesta), amplitude ugaone brzine imaju slične vrednosti, a razlika se ogleda u promeni toka ugaone brzine u delu ciklusa koji reprezentuje cilindar sa nepravilnim radom. Uticaj većine relevantnih motorskih procesa i grešaka koji su razmatrani u prethodnim poglavljima, manji su za jedan ili dva reda veličina od amplitude promene same ugaone brzine koja je posledica dejstva momenta gasnih sila, inercije i spoljnog opterećenja koje motor savlađuje. U

realnim uslovima ti uticaji su superponirani i analizom snimljenih signala trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu, praktično je nemoguće dokučiti meru njihovih pojedinačnih doprinosa toku ugaone brzine. Započeti proces identifikacije bilo kog izolovanog parametra modela ili nepoznate geometrijske veličine (npr. radijalno odstupanje inkrementalnog diska ili momenta inercije), a ne sagledati prethodno osetljivost samog procesa, simulacije i postupka identifikacije, svakako ne predstavlja ispravan put. Drugim rečima, za tako osmišljen proces, potpun neuspeh ili u najboljem slučaju netačan rezultat, čine se daleko izvesnijim nego uspeh.

Pregled dostupne literature ne daje odgovor na pitanje koliki su pojedinačni uticaji parametara modela radnog procesa ili modela mehaničkih gubitaka na tok ugaone brzine u ugaonom domenu. Zato će konačnoj verifikaciji postupka na eksperimentalno dobijenim podacima prethoditi detaljna analiza zasnovana na numeričkom, virtualnom eksperimentu čiji će osnovni cilj biti sagledavanje uticaja pojedinačnih parametara modela radnog procesa, ali i ostalih geometrijskih parametara koji utiču na kvalitet i tačnost rezultata modela motora kao celine, pa samim tim, i postupka identifikacije parametara modela. Ono što nije moguće otkriti analizom rezultata realnog eksperimenta, moguće je otkriti numeričkim eksperimentom – simulacijom kompletnog sistema, uključujući i najznačajnije očekivane greške i odstupanja, odnosno moguće je pratiti uticaj svakog pojedinačnog parametra ukoliko se ostali uticajni činioci izoluju. Rezultat svakog pojedinačnog numeričkog eksperimenta treba da pruži odgovor na sledeća pitanja:

- Kolika je osetljivost i robusnost same simulacije?
- Postoji li i kolika je osetljivost signala ugaone brzine na dati izolovani parametar?
- Koje su očekivane granične vrednosti u okviru kojih treba sprovesti postupak identifikacije?
- Kakva je priroda greške pri identifikaciji ostalih parametara modela ukoliko se zanemari uticaj parametra koji je predmet datog numeričkog eksperimenta?

Za ovaj zadatak biće iskorišćeni prethodno razvijeni modeli, koji će, zahvaljujući detaljnom pristupu, dati dovoljno tačnu sliku o pojedinačnim uticajima svakog relevantnog parametra. Sama verifikacija postupka identifikacije parametara

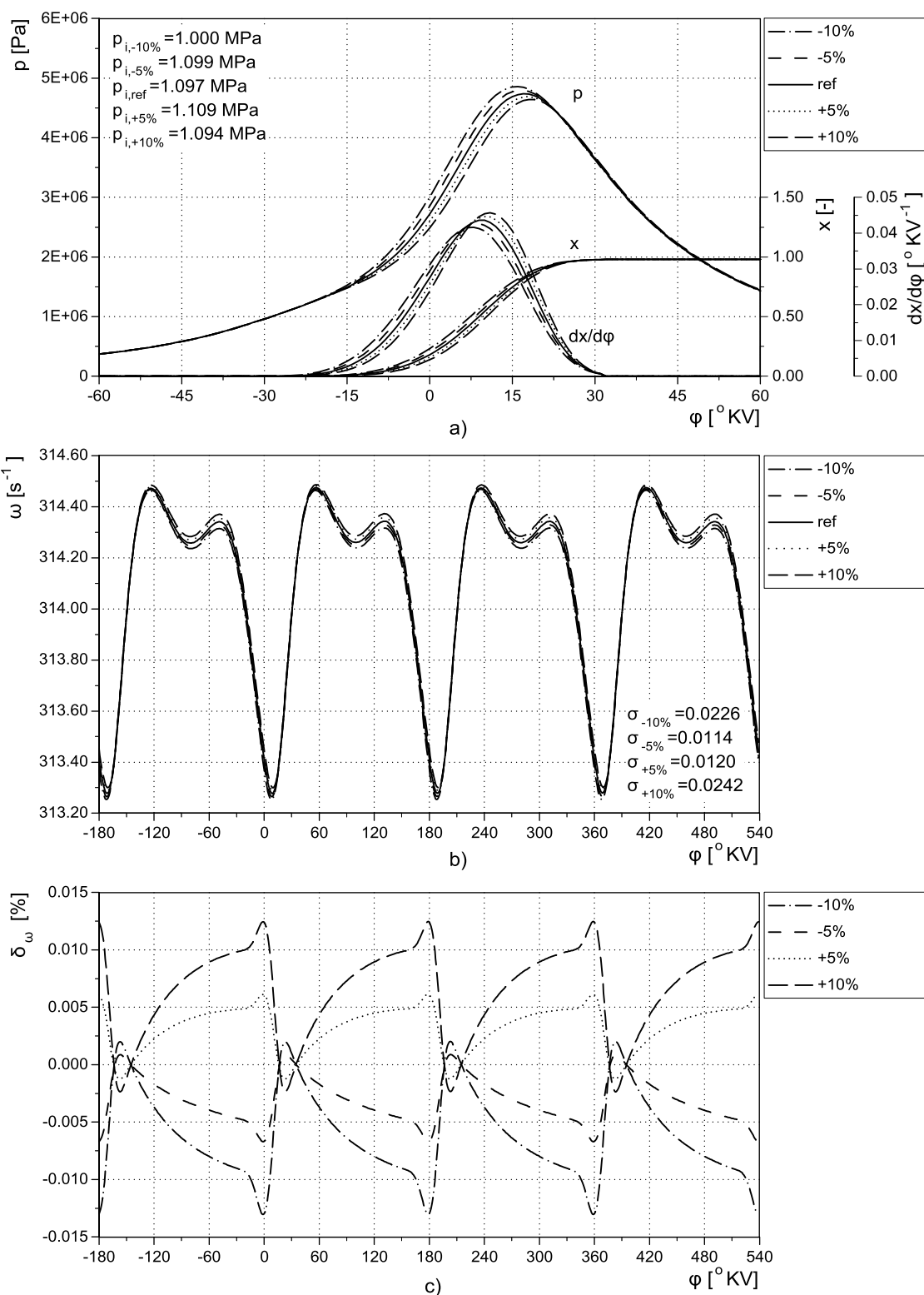
matematičkog modela na eksperimentalnim podacima biće prikazana u završnom delu ovog poglavlja.

11.2 Analiza osetljivosti matematičkog modela radnog procesa motora i signala trenutne ugaone brzine – proces sa sagorevanjem

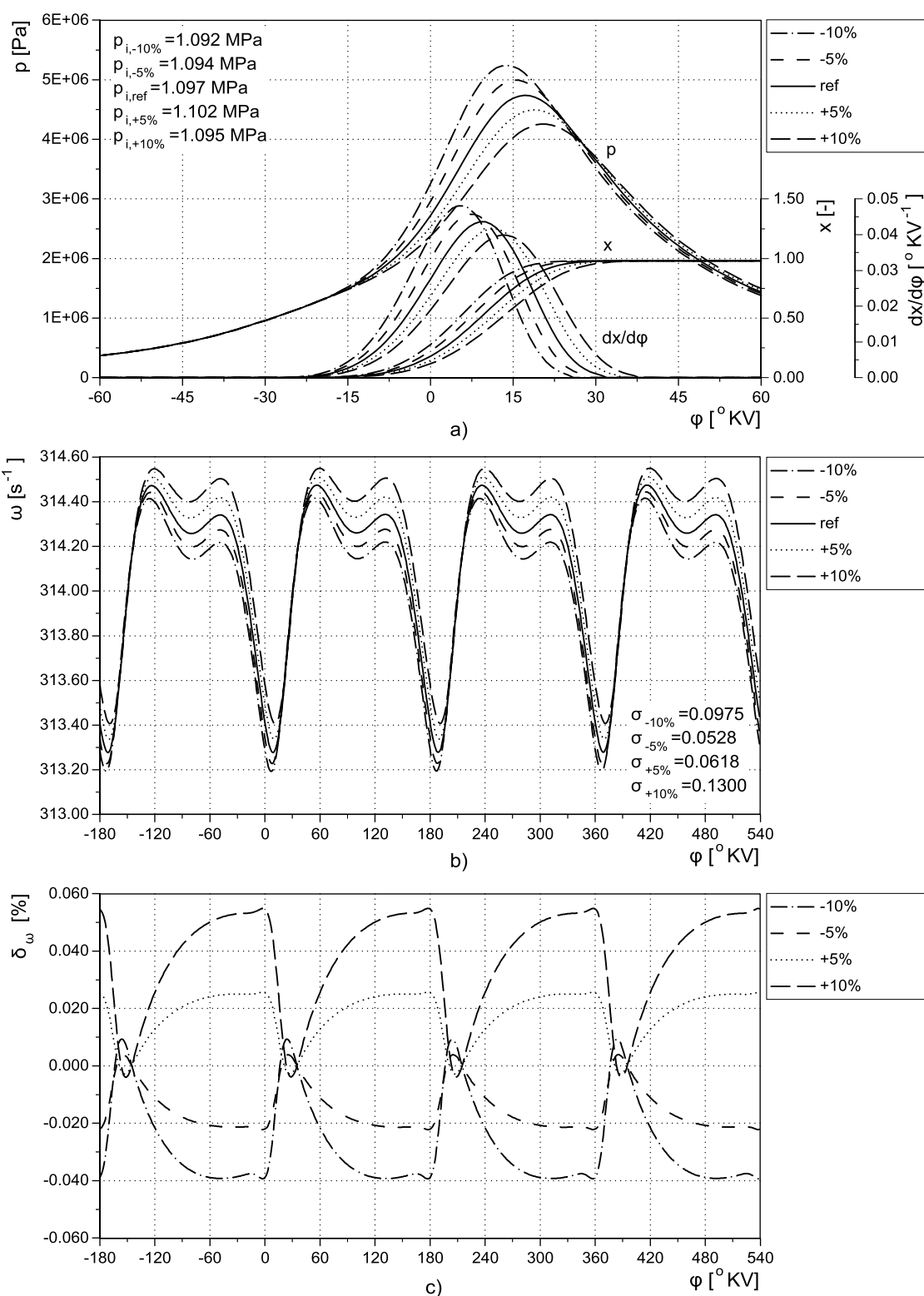
U prvoj fazi, analiza će obuhvatiti izolovane uticaje nekoliko ključnih parametara modela radnog procesa za slučaj sa sagorevanjem: dva parametra Wiebeove funkcije kojima je definisan proces oslobađanja energije – parametar oblika m i trajanje sagorevanja φ_{CD} , koeficijent prelaza toplote α_W , stepen sabijanja ε , i veličina protočnog preseka nezaptivenih mesta A_l na kojima dolazi do propuštanja radne materije tokom ciklusa. Numerički eksperiment je sproveden tako što su navedeni parametri varirani u odgovarajućim granicama, uz uslov da srednja ugaona brzina na datom režimu ostane nepromenjena. Referentne vrednosti za dati režim određene su primenom modela i podmodela koji su prikazani u poglavljima 2–5. Granice u kojima će biti varirane vrednosti parametra oblika Vibeove funkcije i dužine trajanja sagorevanja određene su greškom modela Bonatesta–Lindstrem (5. poglavlje). Vrednosti koeficijenta prelaza toplote su skalirane u širem opsegu jer je nesigurnost izračunavanja ovog parametra najveća. Stepen sabijanja je variran u okviru granica koje su određene proizvođačkom specifikacijom za dati motor, a protočni presek na nezaptivenim mestima biće skaliran u širokom opsegu kako bi se proverio uticaj nezaptivenosti cilindra na tok ugaone brzine. Pregled granica pojedinih parametara za ovaj numerički eksperiment prikazane su u Tab. 11.1. Rezultati systemske analize za referentni radni režim ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) prikazani su na Sl. 11.1 – Sl. 11.5.

Tab. 11.1 – Opseg promene vrednosti parametara matematičkog modela radnog procesa u numeričkom eksperimentu

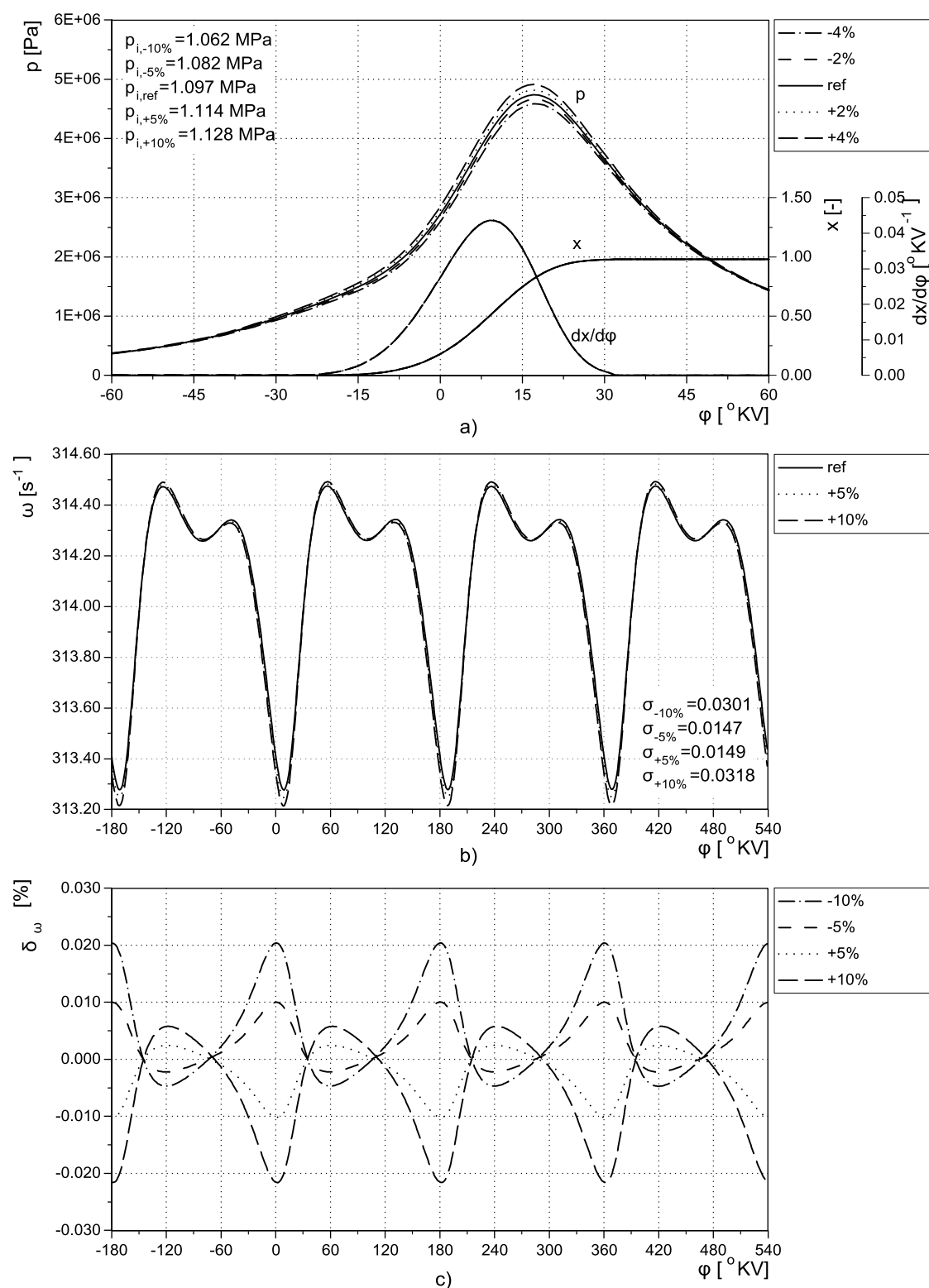
Naziv parametra	Opseg promene parametra
Parametar oblika Vibeove funkcije	$m_{ref}(4,03), \pm 5\%, \pm 10\%$
Trajanje sagorevanja u ugaonom domenu	$\varphi_{CD,ref}(63 \text{ °KV}) \pm 5\%, \pm 10\%$,
Stepen sabijanja	$\varepsilon_{ref}(9,2) \pm 2\%, \pm 4\%$
Koeficijent prelaza toplote	$\alpha_{W,ref}, \pm 10\%, \pm 20\%$
Protočni presek nezaptivenih mesta	$A_{l,ref}(0,0025 \text{ mm}^2), -10\%, 100\%,$ $500\%, 1000\%$



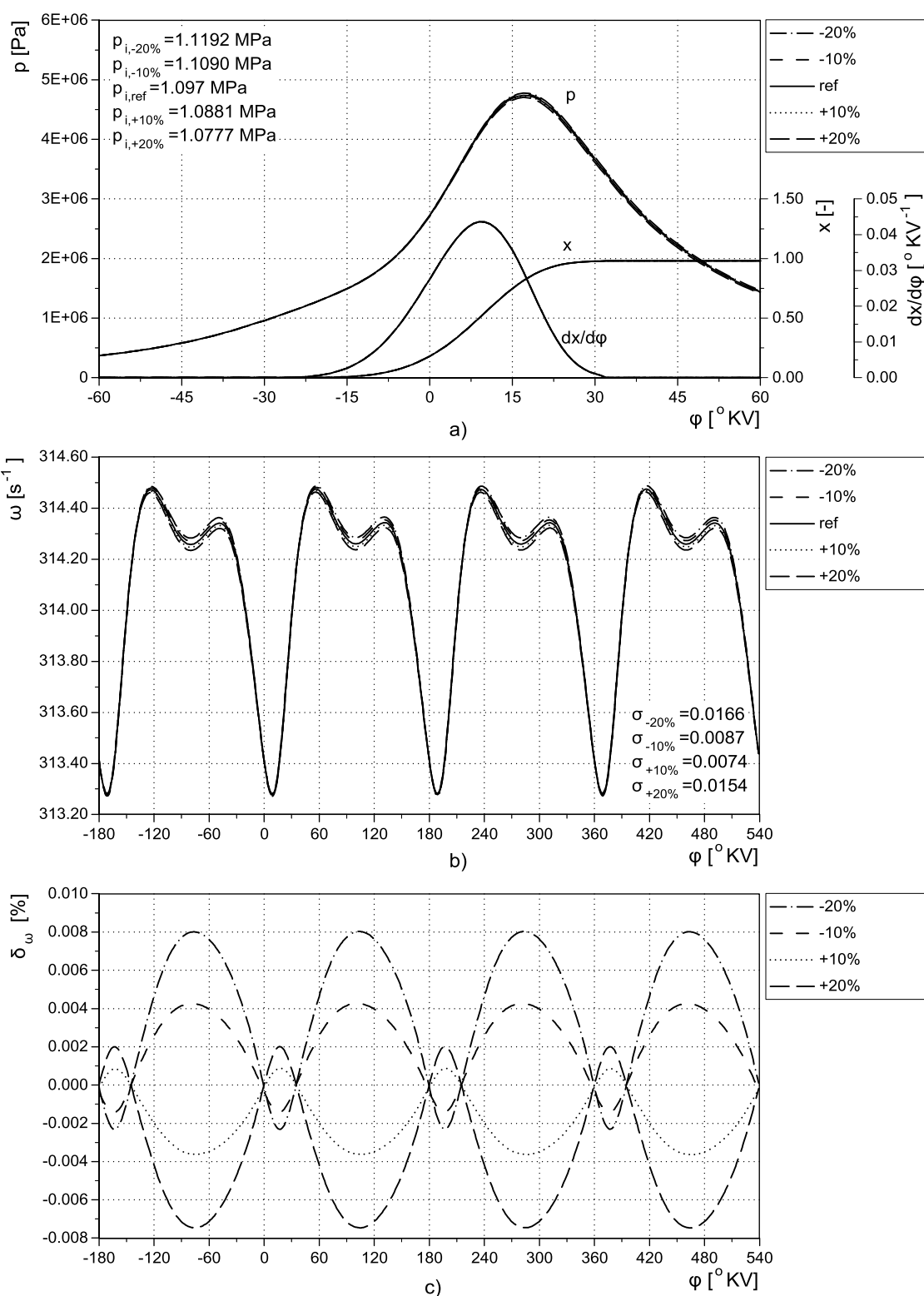
Sl. 11.1 – Uticaj parametra oblika Vibeove funkcije na tok pritiska (a), tok trenutne ugaone brzine (b) i relativnu promenu ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost (c) (radni režim: $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



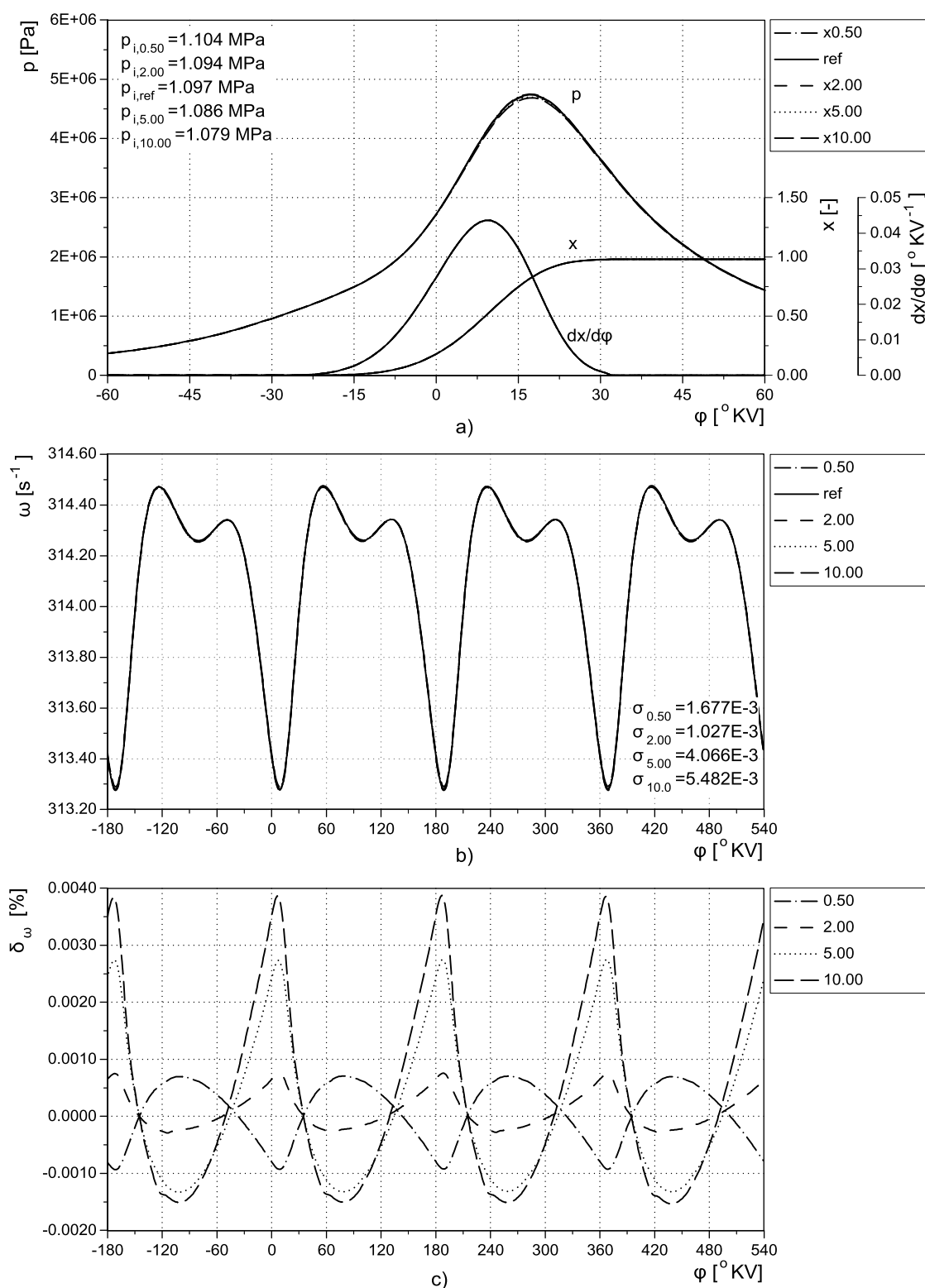
Sl. 11.2 – Uticaj trajanja sagorevanja na tok pritiska (a), tok trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i relativnu promenu trenutne ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost (c) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.3 – Uticaj stepena sabijanja na tok pritiska (a), tok trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i relativnu promenu trenutne ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost (c) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.4 – Uticaj vrednosti koeficijenta prelaza toplote na tok pritiska (a), tok trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i relativnu promenu trenutne ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost (c) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.5 – Uticaj nezaptivenosti cilindra na tok pritiska (a), tok trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i relativnu promenu trenutne ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost (c) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

Sistemska analiza, iako ne odlikava realno stanje, jer je u realnim eksperimentalnim uslovima nemoguće varirati samo jedan uticajan činilac a ostale održavati konstantnim i pri tom zanemariti međusobne zavisnosti, pokazuje da je signal trenutne ugaone brzine osjetljiv na sve parametre za koje je sprovedena simulacija, ali je odstupanje od referentne vrednosti za dati režim izuzetno malo i meri se stotim i hiljaditim delovima procenta. Stepem osteljivosti, ipak, nije jednak, i prema očekivanju, najveći su uticaji parametra oblika Vibeove funkcije (Sl. 11.1), trajanja sagorevanja (Sl. 11.2) i stepena sabijanja (Sl. 11.3). Karakter zavisnosti relativnog odstupanja u odnosu na referentno stanje (optimalno podešavanje za dati radni režim), slično je za oba parametra Vibeove funkcije, s obzirom na to da povećanje i smanjenje vrednosti oba parametra imaju isti uticaj na proces sagorevanja. U slučaju povećanja vrednosti parametra oblika m , oslobađanje toplote se pomera u fazi ekspanzije, zbog čega se smanjuju otpori u završnoj fazi sabijanja, a povećava se doprinos ugaonoj brzini tokom ekspanzije. Promena ugaone brzine je u granicama od oko $\pm 0,012\%$ za promenu parametra oblika u opsegu $\pm 10\%$. Slično se manifestuje i povećanje trajanja sagorevanja pri istoj zadatoj vrednosti parametra oblika Vibeove funkcije, s tim što je za promenu trajanja sagorevanja u opsegu od $\pm 10\%$ (približno $\pm 6,4$ °KV), odstupanje ugaone brzine veće i kreće se u granicama od $-0,04$ do $0,053\%$. Povećanje stepena sabijanja, prema očekivanju, utiče na smanjenje ugaone brzine u okolini svake mrtve tačke zbog povećanja otpora u fazi sabijanja. Za povećanje stepena sabijanja od 4% , npr., smanjenje ugaone brzine u okolini svake mrtve tačke je oko $0,02\%$, dok je između mrtvih tačaka povećanje oko $0,006\%$.

Uticaj koeficijenta prenosa toplote prikazan je na Sl. 11.4. S obzirom na to da je koeficijent prenosa toplote variran u širim granicama ($\pm 20\%$), odstupanje ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost je relativno malo i kreće se u rasponu od oko $\pm 0,008\%$, pri čemu smanjenje koeficijenta prenosa toplote, utiče na povećanje indiciranog pritiska i povećanje amplitude ugaone brzine. Uticaj nezaptivenosti cilindra uzet je u obzir preko površine protočnog preseka, i prema očekivanju, odstupanje ugaone brzine je najveće u okolini svake mrtve tačke, kao i u slučaju stepena sabijanja (Sl. 11.5). Smanjenje protočnog preseka utiče na povećanje odstupanja ugaone brzine u okolini svake mrtve tačke (smanjenje za oko $0,001\%$), dok je pri povećanju (i do 10 puta) odstupanje pozitivno i iznosi i do $0,004\%$.

U drugoj fazi sprovedena je analiza uticaja trenja u tribološkim sistemima motora na tok trenutne ugaone brzine. Analiza je sprovedena na pojednostavljen način, skaliranjem vrednosti koeficijenta trenja u odgovarajućim grupama dobijenih primenom prethodno razvijenih modela – u sklopu klip–cilindar, u kliznim ležajevima kolenastog vratila i u ventilskom sistemu u kontaktu breg–podizač. Pregled granica u kojima su varirani koeficijenti trenja za sve tri grupe otpora prikazane su u Tab. 11.2.

Tab. 11.2 – Opseg promene korekcionog faktora za otpore u tribološkim sistemima motora

Naziv tribološkog sistema	Opseg promene parametra
Klip–cilindar (otpori trenja na klipnim prstenovima i plaštu klipa)	$T_{fpg,ref}$ (model), $\pm 5\%$, $\pm 10\%$
Leteći i oslonački klizni ležajevi KV	$T_{fb,ref}$ (model), $\pm 5\%$, $\pm 10\%$
Ventilski pogon i otpori trenja u kontaktu breg–podizač	$T_{fv,ref}$ (model), $\pm 5\%$, $\pm 10\%$

Trenje u tribološkom sistemu klip–cilindar dominantno je u ukupnim mehaničkim otporima u motoru, pa je i u tom slučaju njegov uticaj na promenu toka ugaone brzine najznačajniji. Uticaj ove komponente na tok momenta trenja, tok ugaone brzine i relativno odstupanje ugaone brzine u odnosu na referentni slučaj, prikazan je u ugaonom domenu na Sl. 11.6. Promena koeficijenta trenja dovodi do povećanja odstupanja trenutne ugaone brzine u sredini takta ekspanzije svakog cilindra (oko 0,004% pri promeni koeficijenta trenja od 10%), dok je u neposrednoj blizini svake mrtve tačke odstupanje izuzetno malo, s obzirom na to da je komponenta momenta koja potiče od sile trenja u ovom sklopu, u toj zoni mala.

Uticaj varijacije koeficijenta trenja u radijalnim ležajevima kolenastog vratila (zbirno, u oslonačkim i letećim rukavcima) daleko je manje izražen. Ovaj uticaj prikazan je na Sl. 11.7. Tok momenta trenja nema faznu ponovljivost na svakih 180 °KV, što je posledica slaganja otpora u neparnom broju oslonačkih ležajeva. Lokalni maksimumi momenta trenja dobijaju se u okolini svake mrtve tačke, što je posledica dejstva gasne sile usled sagorevanja, gde se javlja i najveće lokalno relativno odstupanje trenutne ugaone brzine. Značajno je da pravilan tok relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine, kakav se može uočiti u prethodno analiziranim slučajevima, nije dobijen,

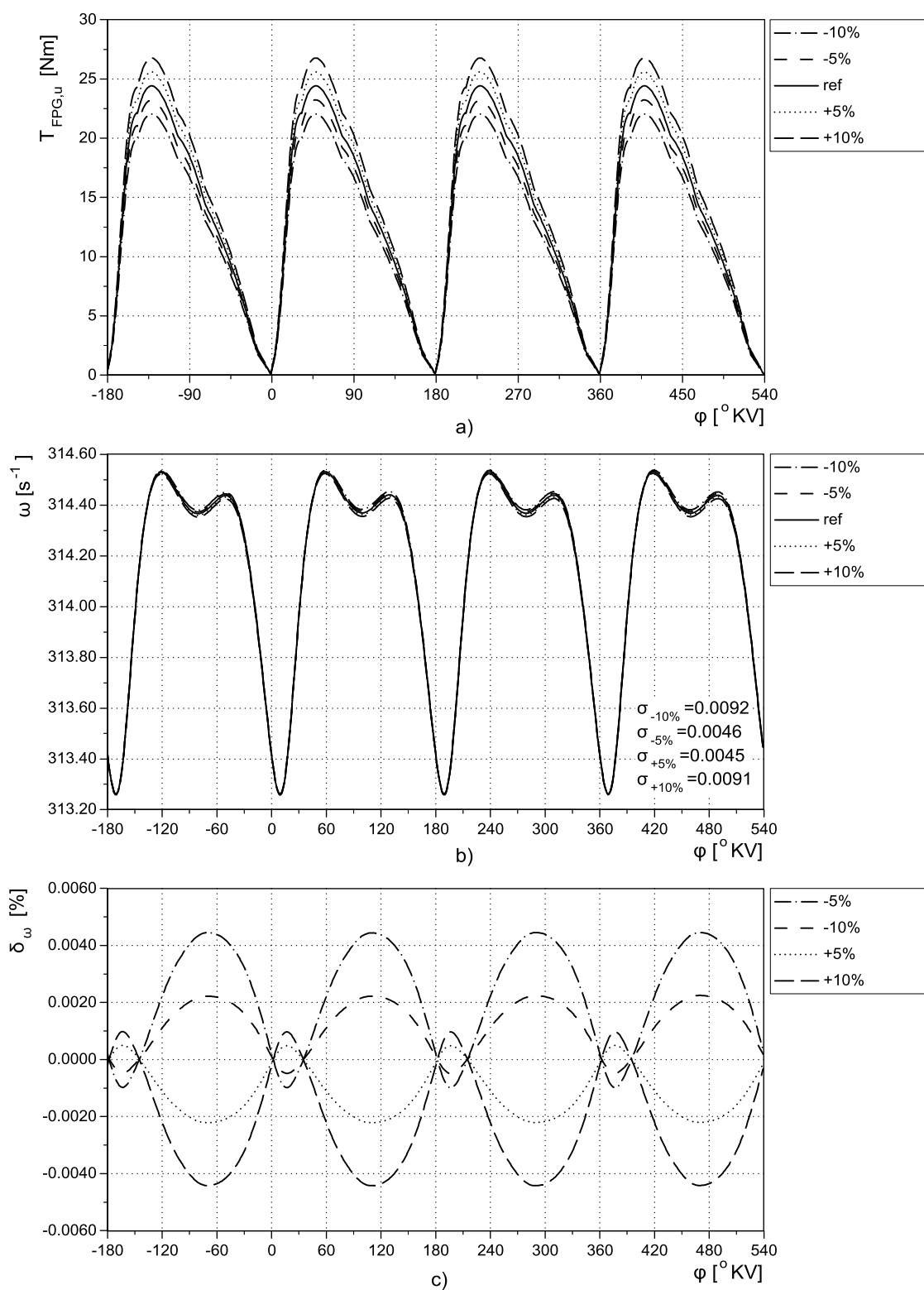
što se može objasniti spregnutim uticajem momenta trenja u ležajevima KV, i delimično, uticajem greške integracije momentne jednačine čijim se rešavanjem dolazi do vrednosti trenutne ugaone brzine. Relativno odstupanje ugaone brzine u odnosu na referentni slučaj je reda veličine desetihiljaditog dela procenta i nemoguće ga je uočiti na dijagramu trenutne ugaone brzine.

Uticaj promene koeficijenta trenja u tribološkom sistemu breg–podizač prikazan je na Sl. 11.8. Tok obrtnog momenta trenja, koji potiče od tog sistema, ima ponovljiv karakter na svakih 180 °KV, ali je, u ovom slučaju, neujednačenost relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine od referentne vrednosti posledica isključivo uticaja greške integracije momentne jednačine. Ipak, moguće je uočiti da se najveća odstupanja javljaju u zonama u kojima dolazi do preklapanja dejstva brega na podizač u početnim i krajnjim fazama kretanja usisnih i izduvnih ventila. Kao i u slučaju variranja koeficijenta trenja u ležajevima kolenastog vratila, odstupanje trenutne ugaone brzine je nemoguće uočiti (u okviru zadate rezolucije za dijagramski prikaz), i relativno odstupanje se kreće u okviru stohiljaditog dela procenta.

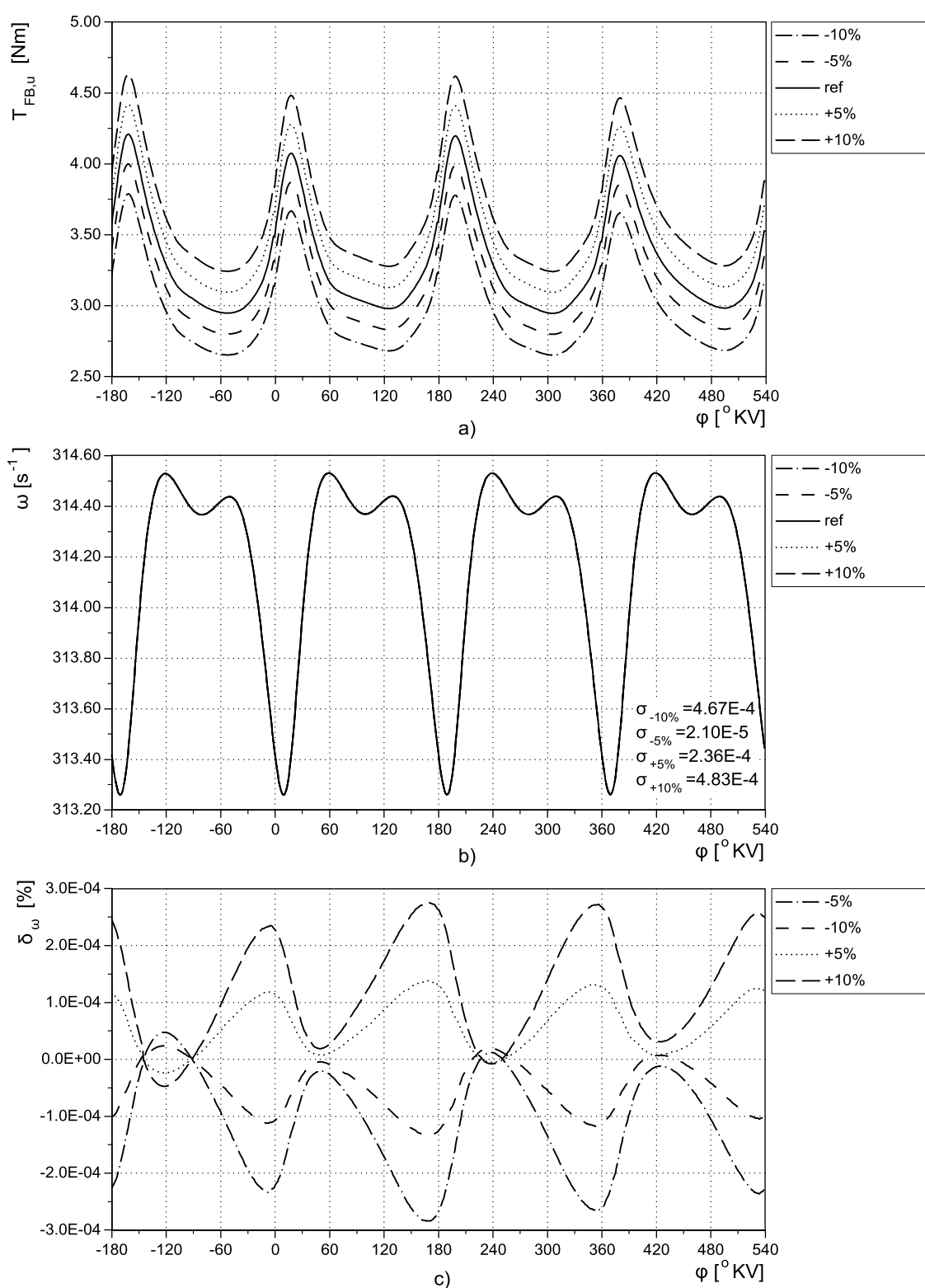
U trećoj fazi sprovedena je analiza uticaja odstupanja masa i momenata inercije osnovnih komponenata motorskog mehanizma na tok trenutne ugaone brzine. Analiza je sprovedena na pojednostavljen način, skaliranjem vrednosti mase klipa, mase klipnjače i momenta inercije grupe kolenasto vratilo – spojničko vratilo – rotor dinamometra. Granice u kojima su varirane mase i inercije komponenata motorskog mehanizma prikazane su u Tab. 11.3.

Tab. 11.3 – Opseg promene masa i momenta inercije komponenata motorskog mehanizma

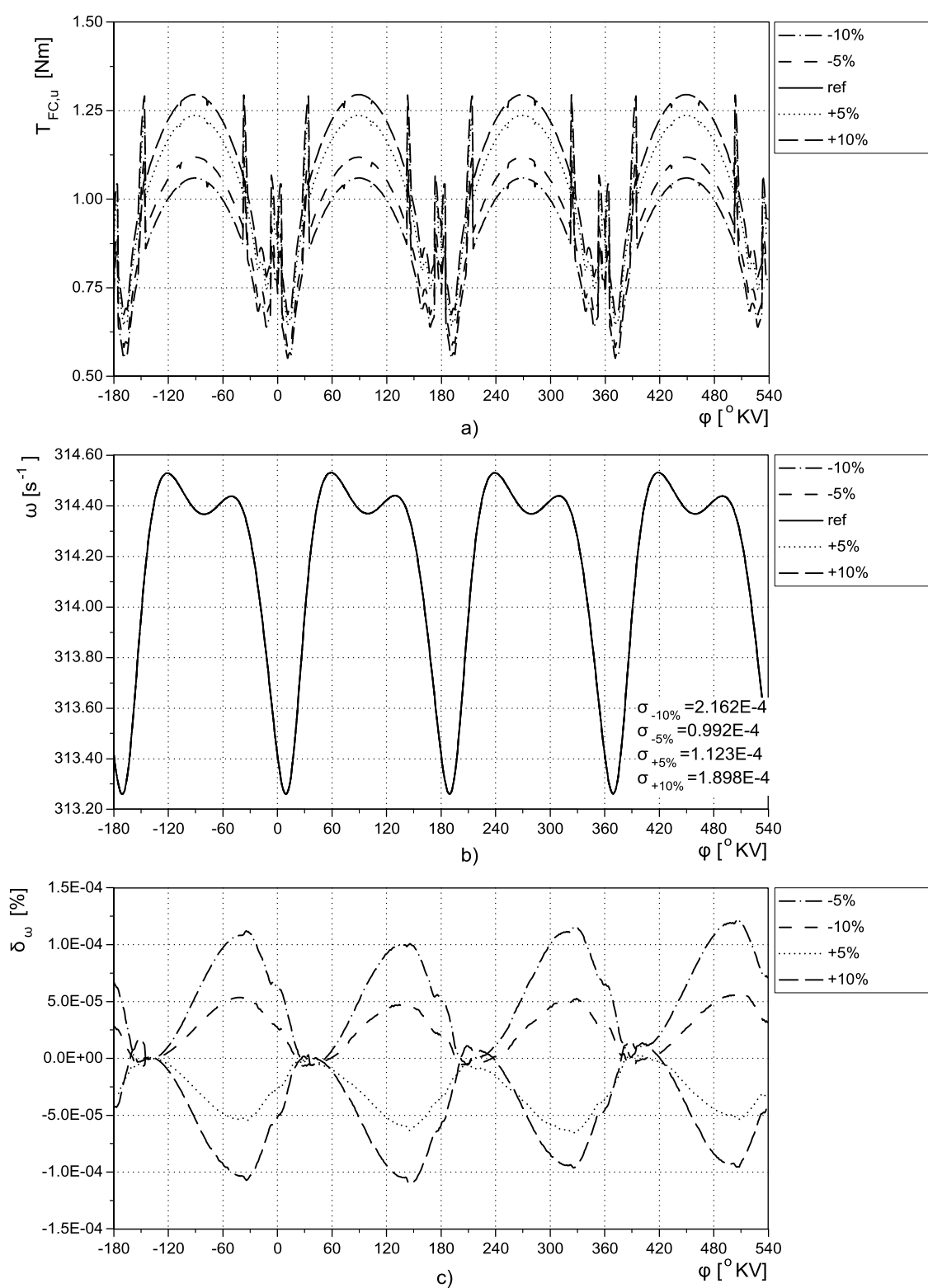
Naziv komponente/grupe	Opseg promene parametra
Masa klipa	$m_{p,ref}$ (0,348 kg), ±5%, ±10%
Masa klipnjače	$m_{cr,ref}$ (0,602 kg), ±5%, ±10%
Moment inercije grupe KV – spojničko vratilo – rotor dinamometra	$J_{FW,ref}$ (0,157 kgm ²), ±5%, ±10%



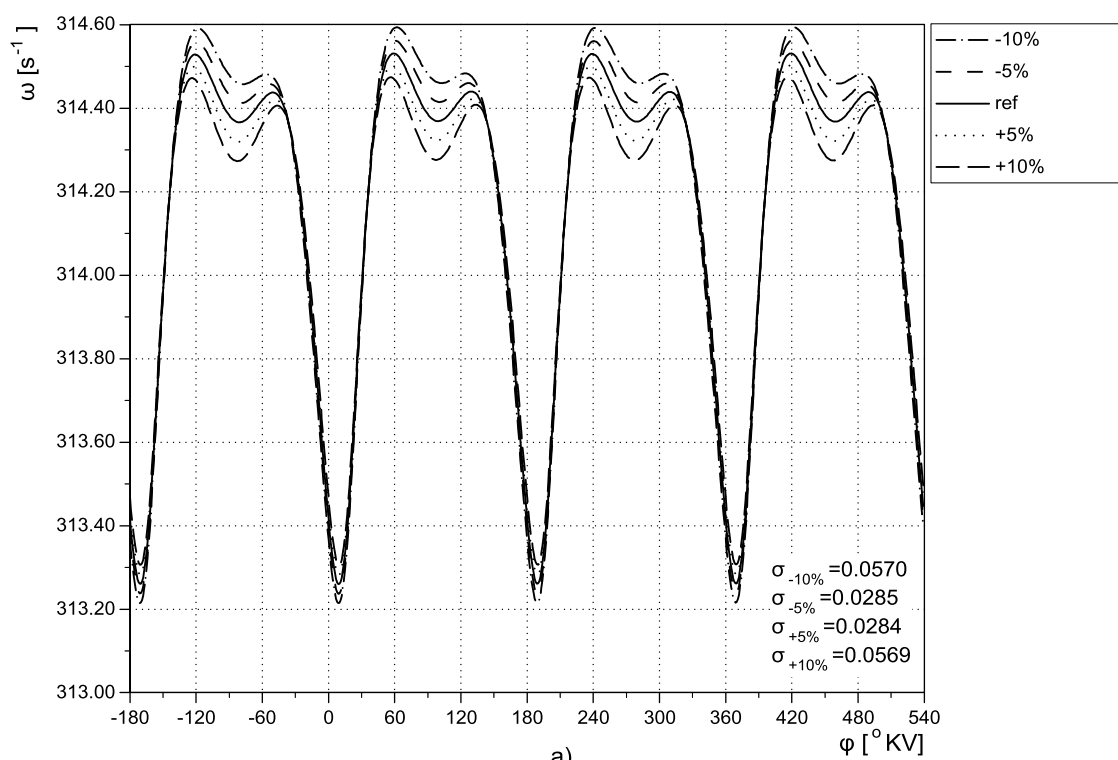
Sl. 11.6 – Uticaj koef. trenja u kontaktu klip–cilindar na tok momenta trenja u kontaktu klip–cilindar (a), trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u odnosu na ref. vrednost (c) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



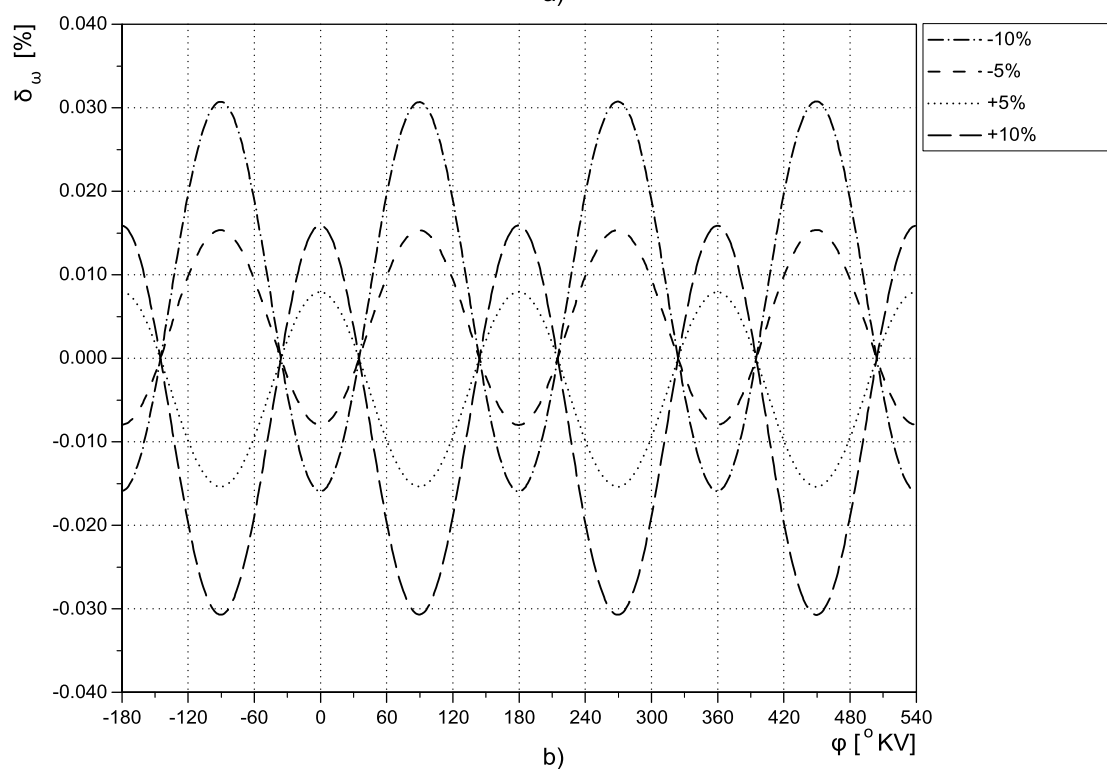
Sl. 11.7 – Uticaj koef. trenja u ležajevima KV na tok momenta trenja u ležajevima (a), trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u odnosu na ref. vrednost (c) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.8 – Uticaj koef. trenja u kontaktu breg–podizač na tok momenta trenja (a), trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu (b) i rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u odnosu na referentnu vrednost (c) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

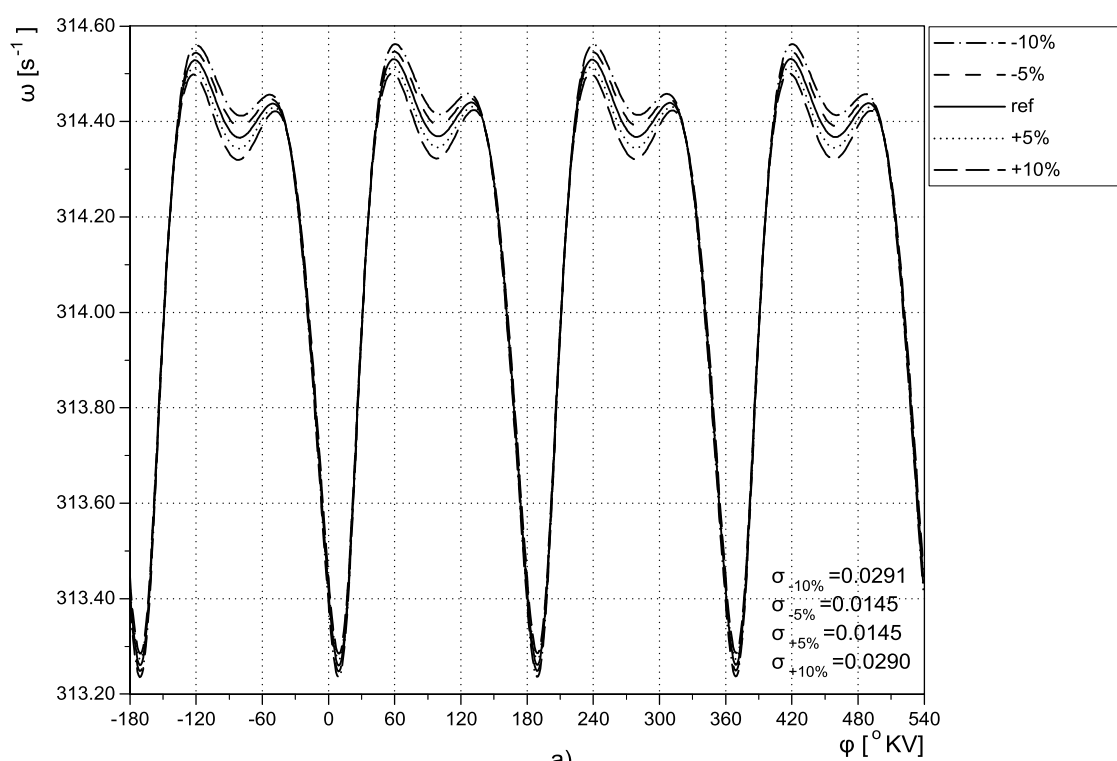


a)

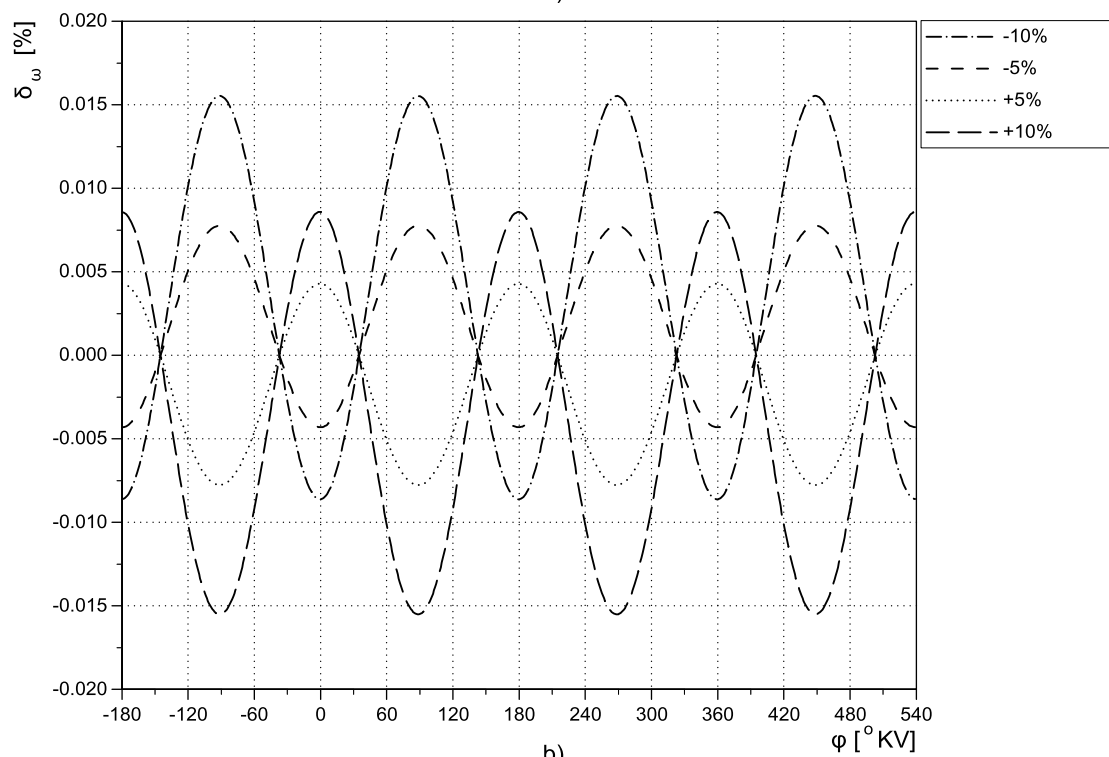


b)

Sl. 11.9 – Uticaj promene mase klipa na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine (b) u ugaonom domenu ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

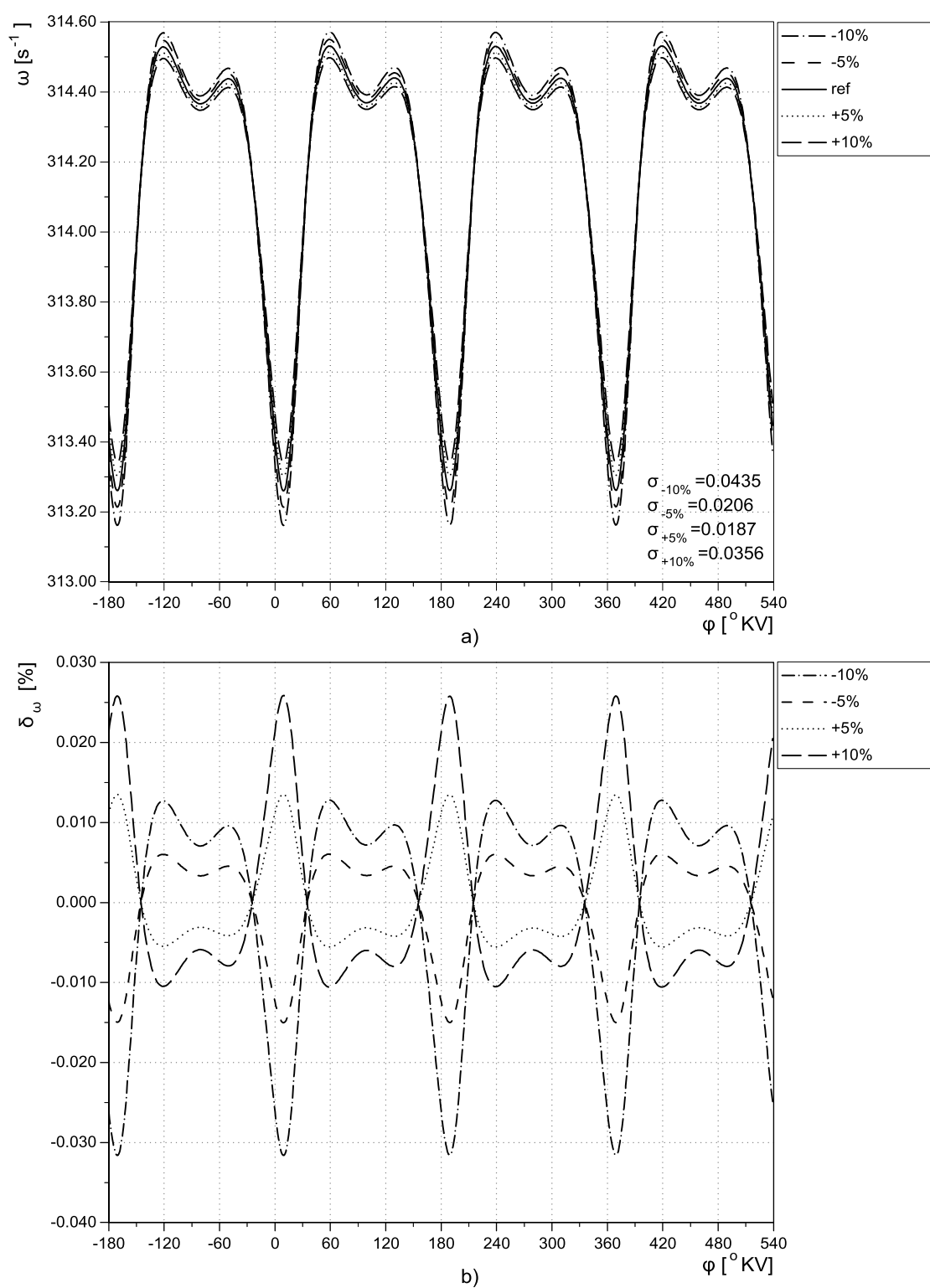


a)



b)

Sl. 11.10 – Uticaj promene mase klipnjače na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel.odstupanja trenutne ugaone brzine (b) u ugaonom domenu ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.11 – Uticaj momenta inercije grupe KV – spojničko vratilo – dinamometar na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine (b) u ugaonom domenu (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

Uticaji mase klipa, mase klipnjače i momenta inercije grupe KV – spojničko vratilo – rotor dinamometra na tok trenutne ugaone brzine prikazani su na Sl. 11.9–11.11, respektivno. Neophodno je prokomentarisati razlog zbog koga su analizirani uticaji ta tri parametra. Proizvođačka specifikacija i tehnička dokumentacija za klip i klipnjaču obuhvata i dozvoljena odstupanja oblika i mera na mestima na kojima to ne utiče na funkcionisanje motorskog mehanizma. Odstupanje debljine čela klipa, npr., od svega 0,5 mm, za dati motor, uvodi odstupanje ukupne mase klipa od približno 0,025 kg. Isto tako, može se proceniti odstupanje debljine plašta ili okaca klipa, delova klipnjače koji nisu podvrgnuti mašinskoj obradi (površine dobijene kovanjem, odnosno livenjem, zavisno od izabranog tehnološkog procesa), ili pak debljine pojedinih zona zamajca. Pošto predmetni motor, kao uostalom i najveći deo ukupne svetske proizvodnje motora, nema specijalnu namenu (trkački sport, npr.), podešavanje i usaglašavanje masa delova motorskog mehanizma nije predviđeno niti finansijski opravdano, pa se u tom smislu mora razmotriti uticaj odstupanja masa pojedinih delova koje su dobijene merenjem jednog izabranog dela i/ili proračunom na osnovu dostupne tehničke dokumentacije.

Promene sva tri parametra utiču značajno na promenu vrednosti ali ne i karaktera signala ugaone brzine. Tok relativnog odstupanja u ugaonom domenu u slučaju odstupanja masa klipa i klipnjače od referentnih vrednosti za dati motor ima složen karakter, i manje odstupanje trenutne ugaone brzine javlja se u okolini svake mrtve tačke zbog karakteristike motorskog mehanizma 4-cilindarskog motora (brzina klipova je mala u okolini SMT i UMT). U slučaju odstupanja momenta inercije za grupu komponenta koje vrše čisto obrtno kretanje, uticaj je jasno prepoznatljiv i logičan. Smanjenje momenta inercije obrtne grupe utiče na povećanje amplitude ugaone brzine, i za odstupanje momenta inercije od 10%, relativno odstupanje ugaone brzine u okolini mrtve SMT je oko 0,03%.

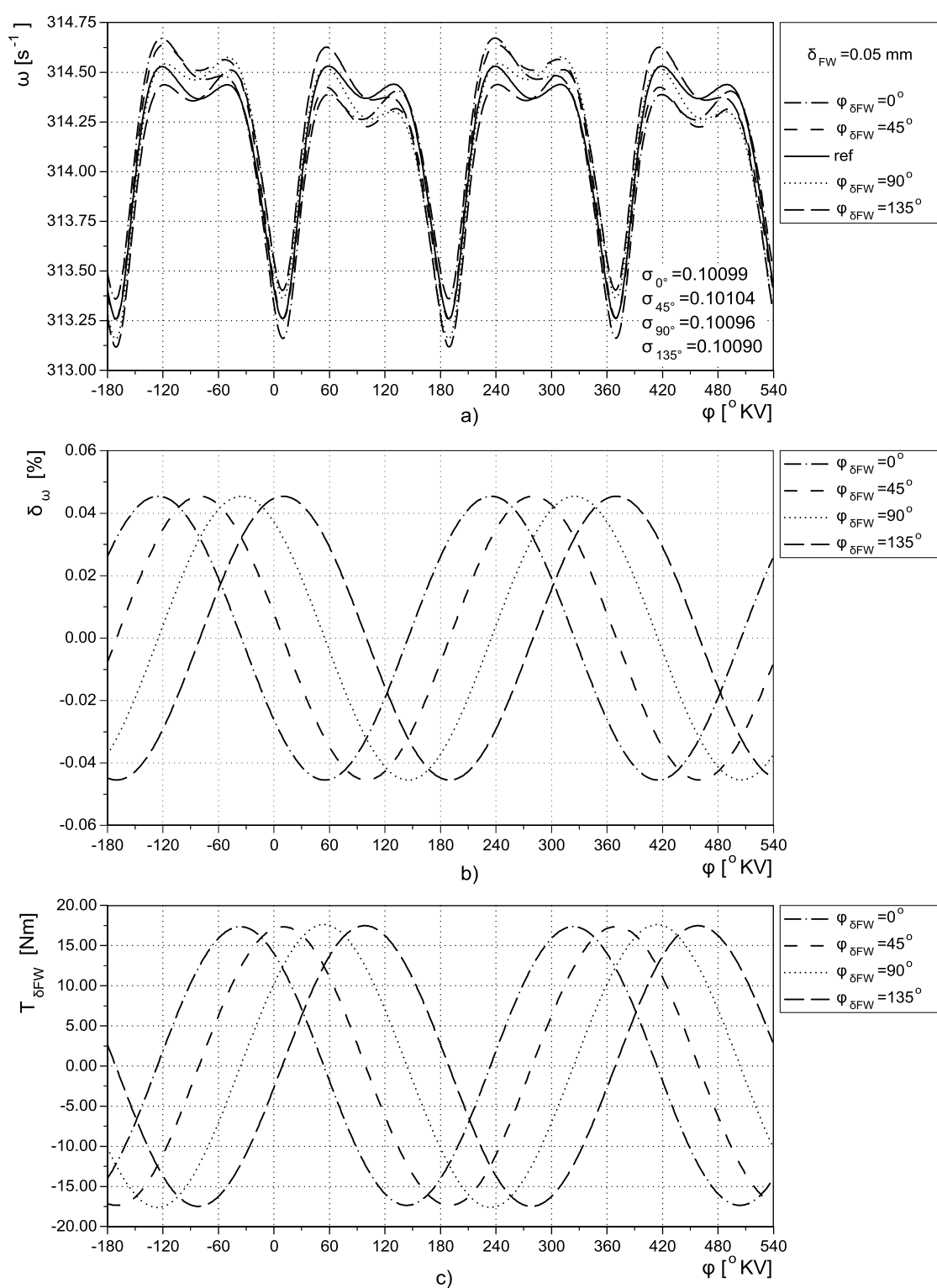
11.3 Analiza uticaja geometrijskih odstupanja zamajca motora na tok signala trenutne ugaone brzine – proces sa sagorevanjem

Analiza uticaja geometrijskih odstupanja zamajca, koji se u konkretnom slučaju koristi kao inkrementalni disk za merenje trenutne ugaone brzine, sprovedena je korišćenjem jednostavne relacije prikazane u 9. poglavlju (izraz 9.27). Na deformaciju toka trenutne ugaone brzine, nažalost, neće uticati samo vrednost radijalnog odstupanja samog zamajca, već i njegov ugaoni položaj u odnosu na referentnu tačku. Nije

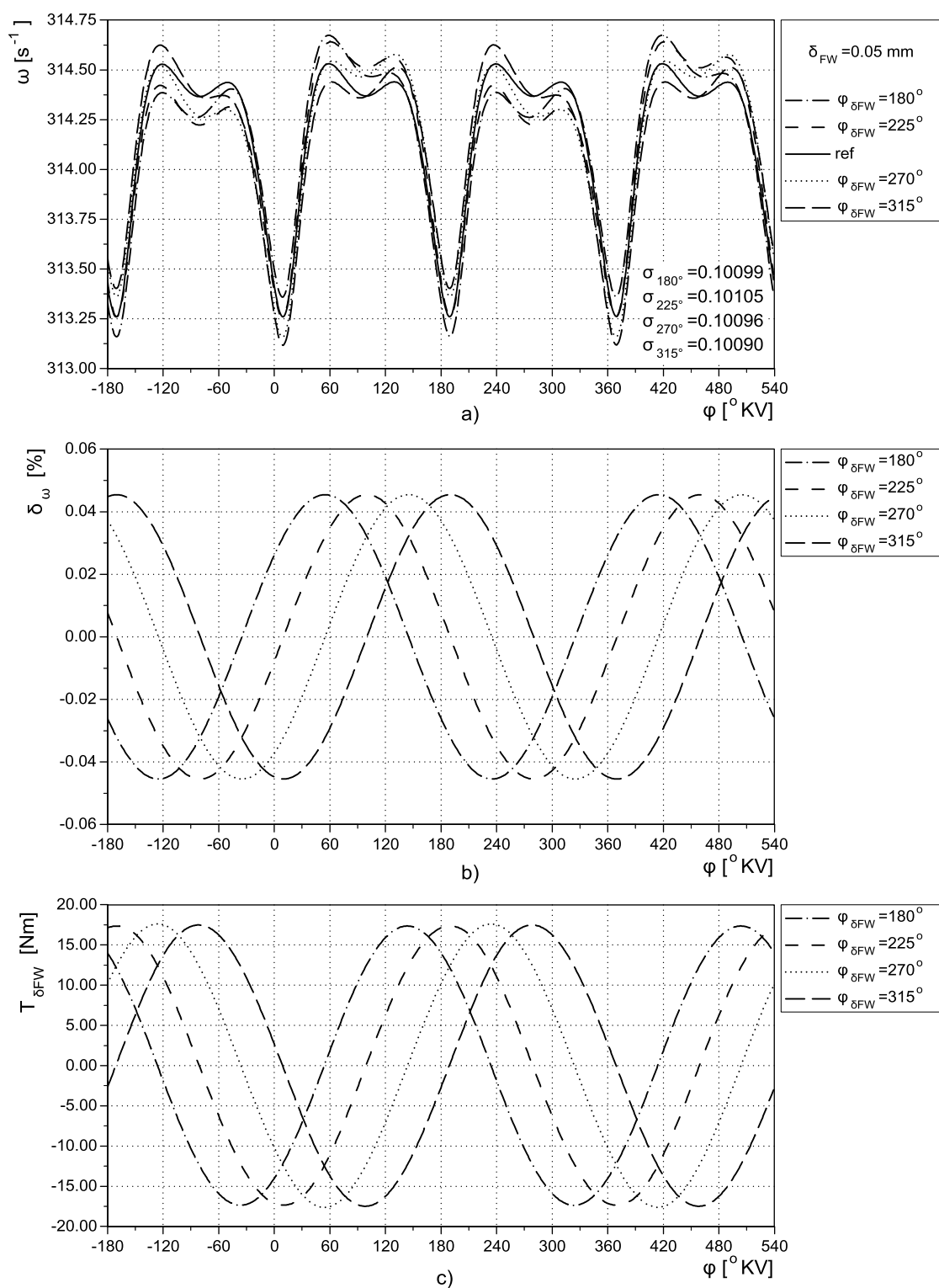
racionalno sprovesti analizu za svaki diskretan položaj kolenastog vratila definisan rezolucijom bilo inkrementalnog optičkog enkodera bilo brojem zuba zupčastog venca zamajca, pa će simulacijom biti prikazan uticaj ovog odstupanja za osam karakterističnih položaja, na svakih 45 °KV, počev od UMT prvog cilindra.

Uticaj ugaonog položaja radijalnog odstupanja zamajca od 0,05 mm za ugaoni opseg od 0–135 °KV prikazan je na Sl. 11.12, a za ugaoni opseg 180–315 °KV na Sl. 11.13. Za razliku od prethodno analiziranih slučajeva, uočava se različito odstupanje u odgovarajućim ugaonim opsezima koji pripadaju pojedinačnim cilindrima. Relativno odstupanje, razumljivo, ima periodičnu ponovljivost (2π), ali će karakter deformacije signala ugaone brzine biti različit, zavisno od ugaonog položaja radijalnog bacanja zamajca. Čak i kod potpuno identičnog procesa u svim cilindrima, što je početna pretpostavka simulacije, doprinos pojedinih cilindara u signalu trenutne ugaone brzine sa uračunatim radijalnim odstupanjem je nejednak. Doprinos je isti u parovima, sa faznom razlikom od 2π , pri čemu je odstupanje od referentnog slučaja funkcija ugaonog položaja radijalnog odstupanja zamajca. Za radijalno bacanje zamajca od 0,05 mm, koje je realno i dopušta nesmetano funkcionisanje elektropokretača, relativno odstupanje ugaone brzine je zavisno od ugaonog položaja, i dostiže maksimum od oko 0,04%, što je više od svih prethodno analiziranih uticaja.

Uticaj radijalnog bacanja zamajca može se sagledati sa drugog, za ovaj rad interesantnijeg, aspekta. Odstupanje ugaone brzine može se odgovarajućim transformacijama, korišćenjem Kinkeovog aproksimacionog izraza [14], izraziti kroz doprinos u obrtnom momentu. Doprinos ima karakter proste sinusne funkcije sa promenljivim faznim pomeranjem i amplitudom od oko 18 Nm, što je nešto manje od 18% srednjeg efektivnog obrtnog momenta predmetnog motora za analizirani radni režim. Proces identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa na osnovu izvornog signala kod kog nije prethodno izvršena korekcija za radijalno bacanje zamajca, ne može dati tačnu sliku o toku radnog procesa i doprinosu svakog pojedinačnog cilindra. U određenim slučajevima ne može se garantovati ni konvergencija postupka jer se u okviru unapred definisanih realnih granica pojedinih parametara, optimizacijom ne može doći do validnog rešenja.



Sl. 11.12 – Uticaj radijalnog odstupanja zamajca na tok trenutne ugaone brzine (a), tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine (b) i tok generisane greške obrtnog momenta usled radijalnog odstupanja (c) u ugaonom domenu: ugaoni položaj radijalnog odstupanja 0–135 °KV ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



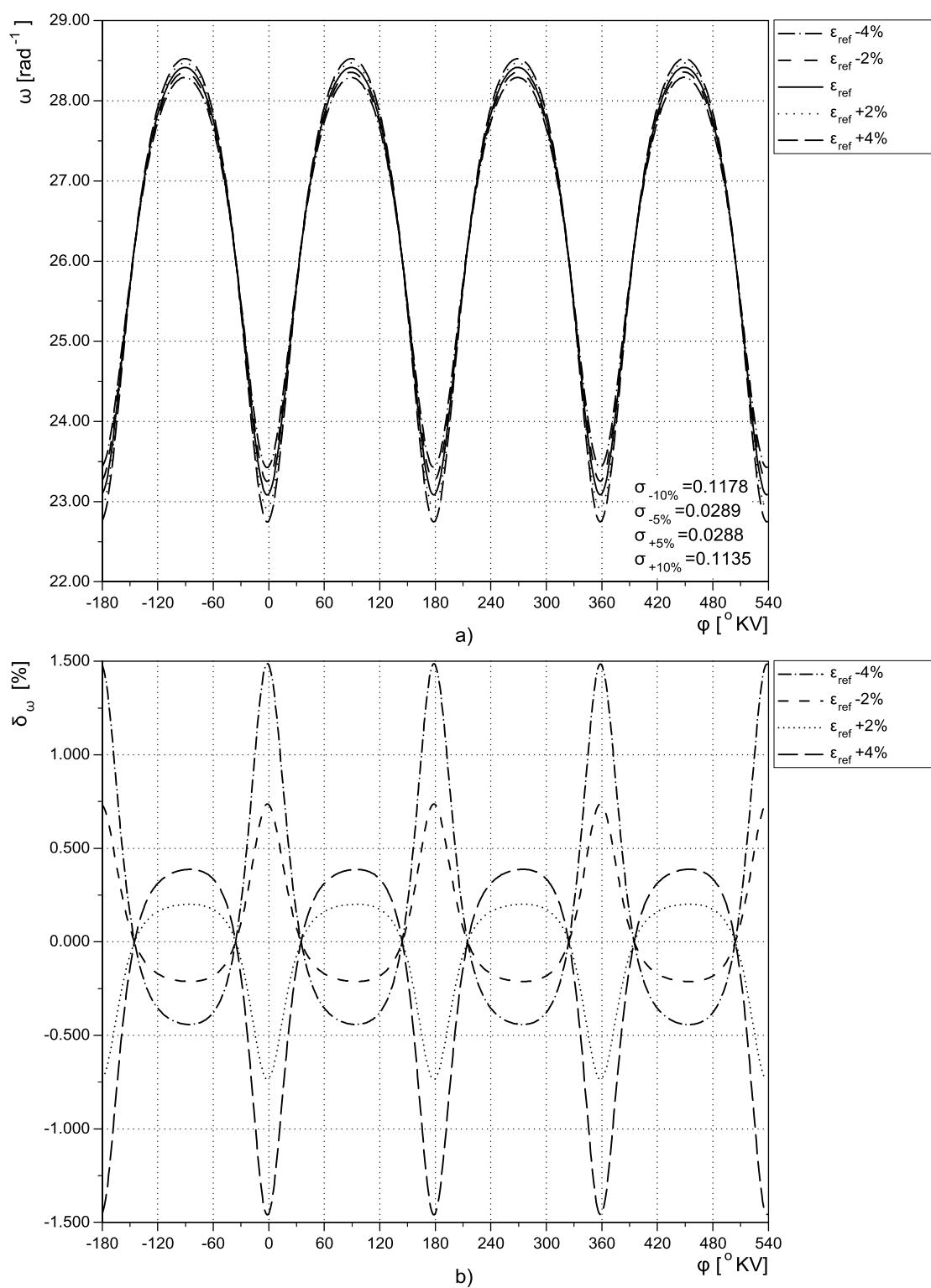
Sl. 11.13 – Uticaj radijalnog odstupanja zamajca na tok trenutne ugaone brzine (a), tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine (b) i tok generisane greške obrtnog momenta usled radijalnog odstupanja (c) u ugaonom domenu: ugaoni položaj radijalnog odstupanja $180\text{--}315^{\circ} \text{KV}$ ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

11.4 Analiza osetljivosti matematičkog modela radnog procesa motora i signala trenutne ugaone brzine – proces bez sagorevanja

Analiza osetljivosti matematičkog modela i signala trenutne ugaone brzine na promenu određenog broja parametara za slučaj bez sagorevanja od posebnog je značaja za proces identifikacije parametara matematičkog modela. Kada sagorevanja nema, uticaj gasne sile se minimizuje jer doprinosi tokom oslobađanja toplote usled sagorevanja nema, pa do izražaja dolaze samo uticaji i odstupanja drugih, prevashodno geometrijskih veličina koje su u prethodnoj analizi za slučaj sa sagorevanjem, prepoznati kao mogući uzroci deformacije signala ugaone brzine – moment inercije grupe koja vrši obrtno kretanje, mase klipa i klipnjače, stepen sabijanja, mehanički gubici u pojedinim tribološkim sistemima i radijalno bacanje zamajca. Zato je interesantno razmotriti osetljivost ugaone brzine na promenu navedenih parametara i proceniti mogućnost njihove prethodne simultane identifikacije na režimu kada poremećaja usled dejstva gasne sile nema. Takav test može se izvesti tokom pokretanja motora, pri čemu su sistemi za napajanje gorivom i paljenje isključeni. Numerički eksperiment je obavljen za broj obrtaja $n=250 \text{ min}^{-1}$ i pun otvor leptira ($\theta=100\%$).

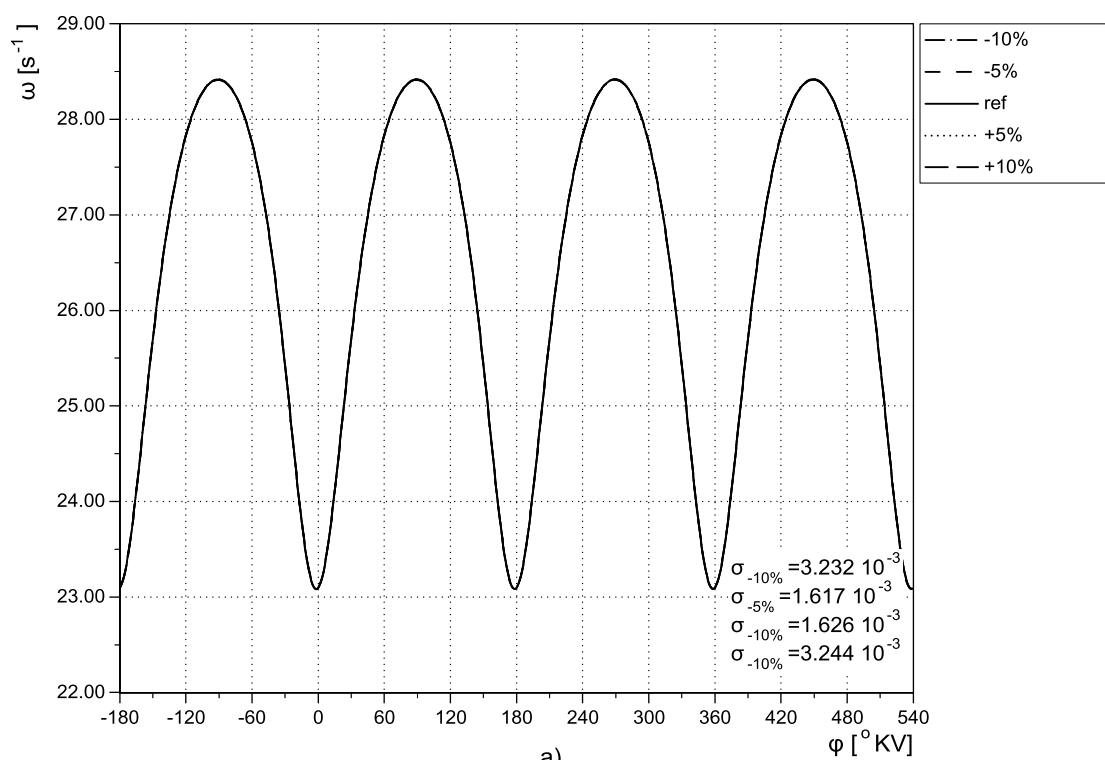
Uticaj stepena sabijanja prikazan je na Sl. 11.14. Pošto sagorevanja nema, promena, na prvi pogled, ima simetričan karakter u okolini svake mrtve tačke, mada simetričnost nije apsolutna i savršena zbog uvek prisutnih toplotnih gubitaka i nezaptivosti cilindra, što uostalom važi i za tok indiciranog pritiska za isti slučaj. Odstupanje je izraženo jer je zbog male ugaone brzine tokom pokretanja motora (uobičajeno $200\text{--}350 \text{ min}^{-1}$ za klasu kojoj pripada predmetni motor) uticaj inercijalnih sila minimiziran i do izražaja dolazi samo uticaj pritiska gasa tokom sabijanja i širenja. Za odstupanje stepena sabijanja od $\pm 10\%$, relativno odstupanje ugaone brzine u odnosu na referentno stanje je oko $\pm 1,5\%$.

Uticaj koeficijenta trenja u kontaktu klip–cilindar, u ležajevima KV i u kontaktu breg–podizač prikazani su na Sl. 11.15–11.17, respektivno. Uticaj trenja na klip je jasno uočljiv neposredno pre i nakon svake mrtve tačke, što je posledica dejstva pritiska gasa, dok je u samoj mrtvoj tački jednak nuli zbog toga što komponenta momenta usled dejstva sile trenja u okolini svake mrtve tačke iščezava. Odstupanje ugaone brzine je izraženije nego u slučaju ciklusa sa sagorevanjem (do $0,02\%$) jer se usled male brzine kretanja uslovi podmazivanja pogoršavaju i relativni udeo otpora usled trenja raste.

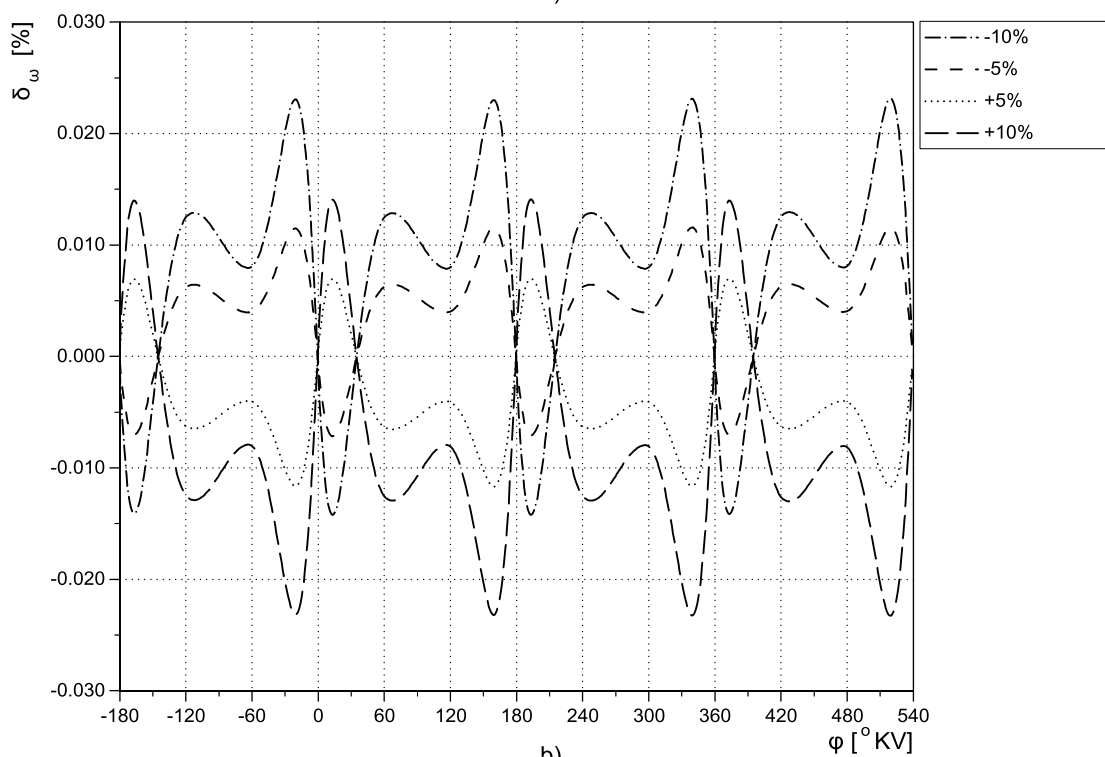


Sl. 11.14 – Uticaj stepena sabijanja na tok trenutne ugaone brzine (a) i relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na ref. stanje (b)

($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

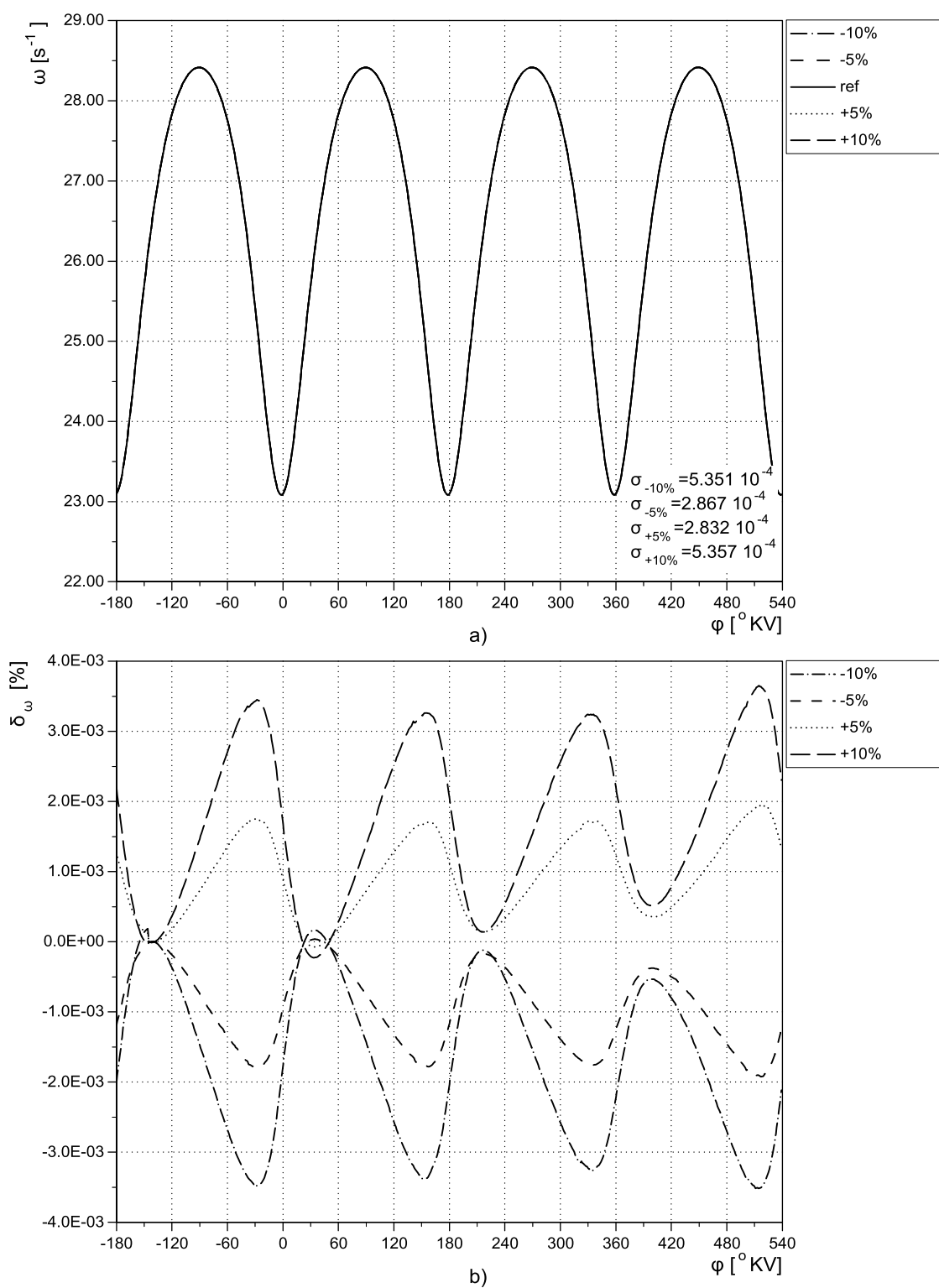


a)

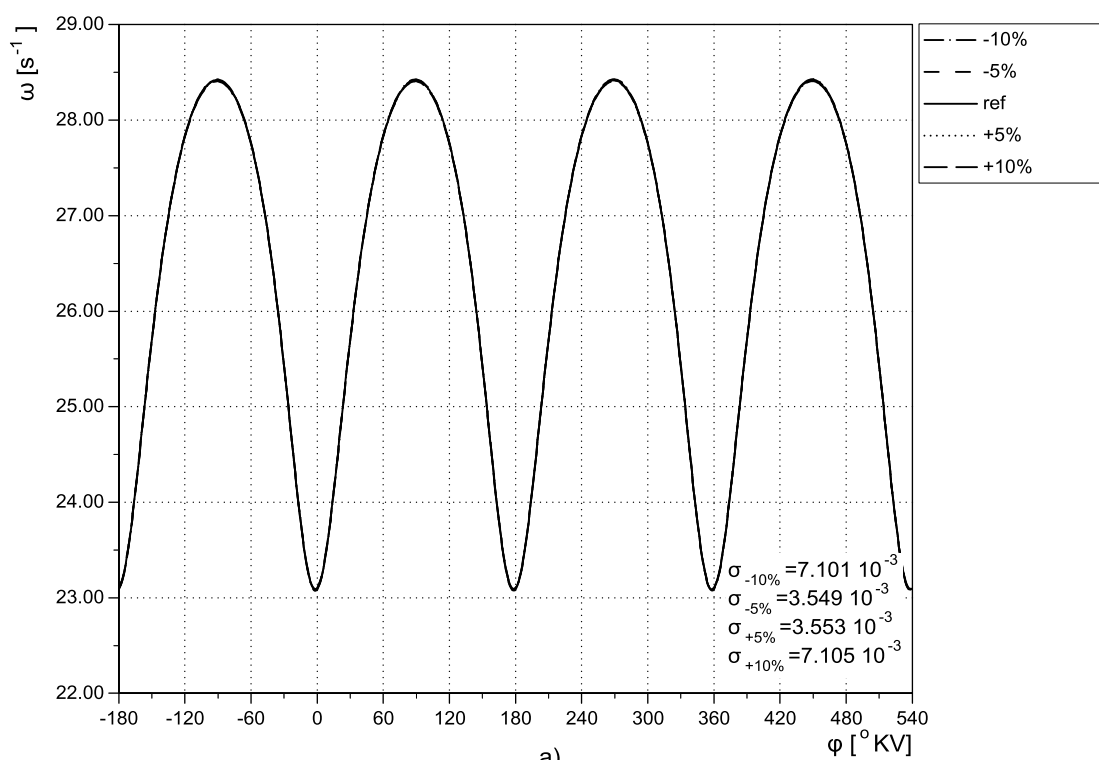


b)

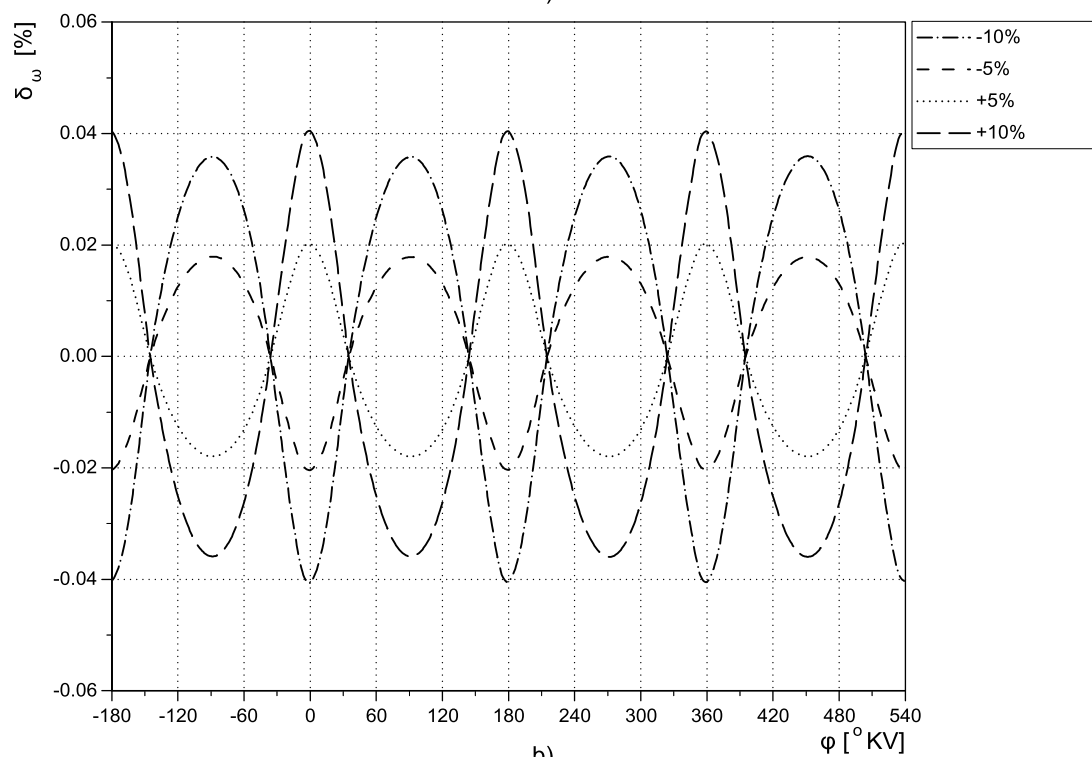
Sl. 11.15 – Uticaj koef. trenja u kontaktu klip–cilindar na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na referentno stanje (b) ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.16 – Uticaj koeficijenta trenja u ležajevima KV na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na referentno stanje (b) ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



a)



b)

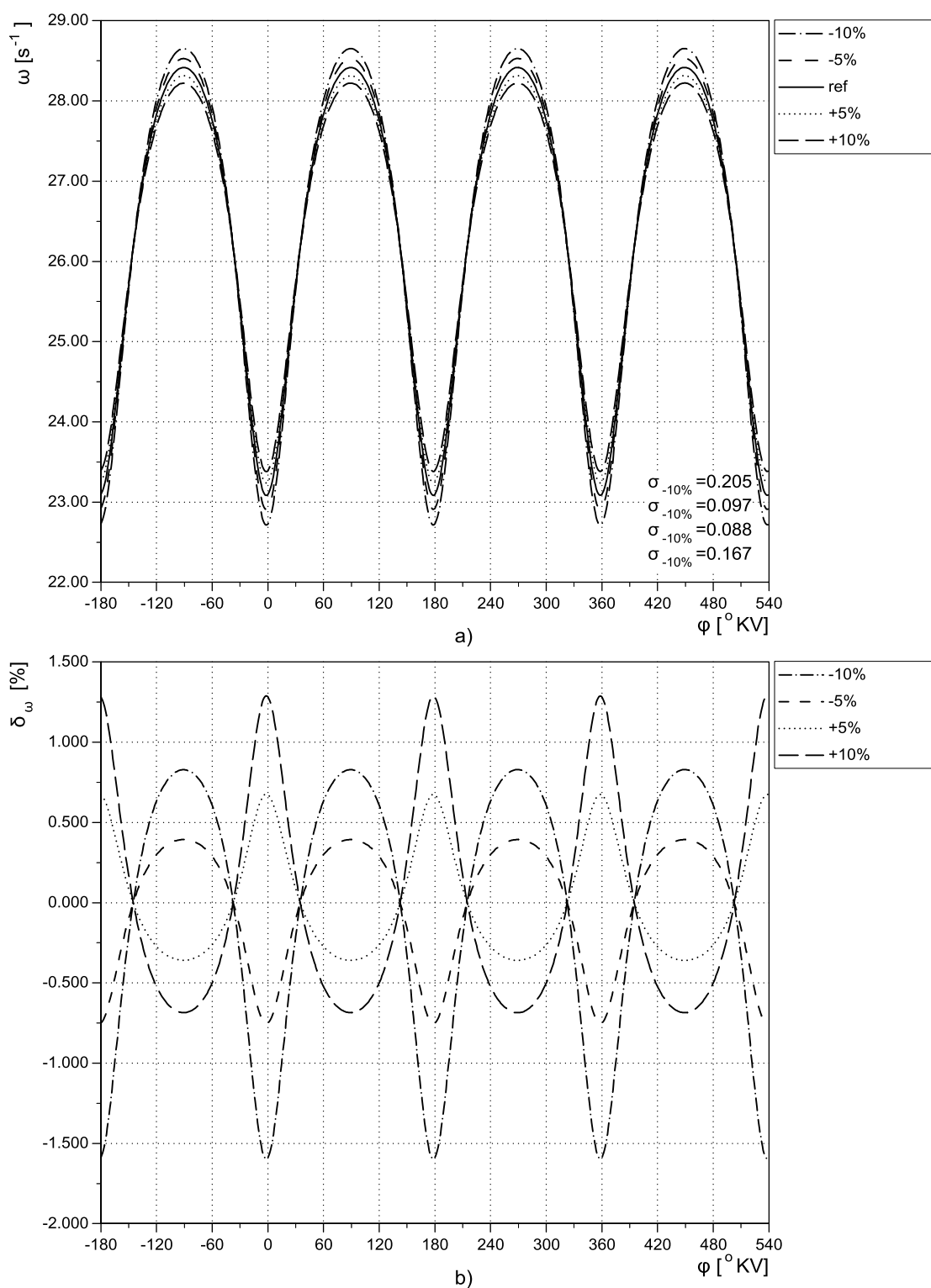
Sl. 11.17 – Uticaj koef. trenja u kontaktu breg–podizač na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na ref. stanje (b) ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

U slučaju trenja u ležajevima KV (Sl. 11.16), odstupanje trenutne ugaone brzine od referentnih vrednosti istog je reda veličina kao i u slučaju ciklusa sa sagorevanjem. Rezultat nije u potpunosti primeren fazi pokretanja motora u realnim uslovima kada je motor najčešće u pothlađenom stanju, ali je očekivan ako se u obzir uzme malo pritisno opterećenje i činjenica da je simulacija sprovedena za slučaj sa potpuno zagrejanim motorom i sredstvom za podmazivanje. Relativno odstupanje u odnosu na referentno stanje je malo i, kao i u slučaju procesa sa sagorevanjem, neparan broj oslonačkih ležajeva utiče na to da doprinos momenta trenja u ležajevima KV u ugaonim sekvencama od po 180 °KV ne bude jednak. Relativni udeo momenta trenja u momentnoj jednačini je veći, pa se ne uočava uticaj konačne greške integracije kao u slučaju ciklusa sa sagorevanjem.

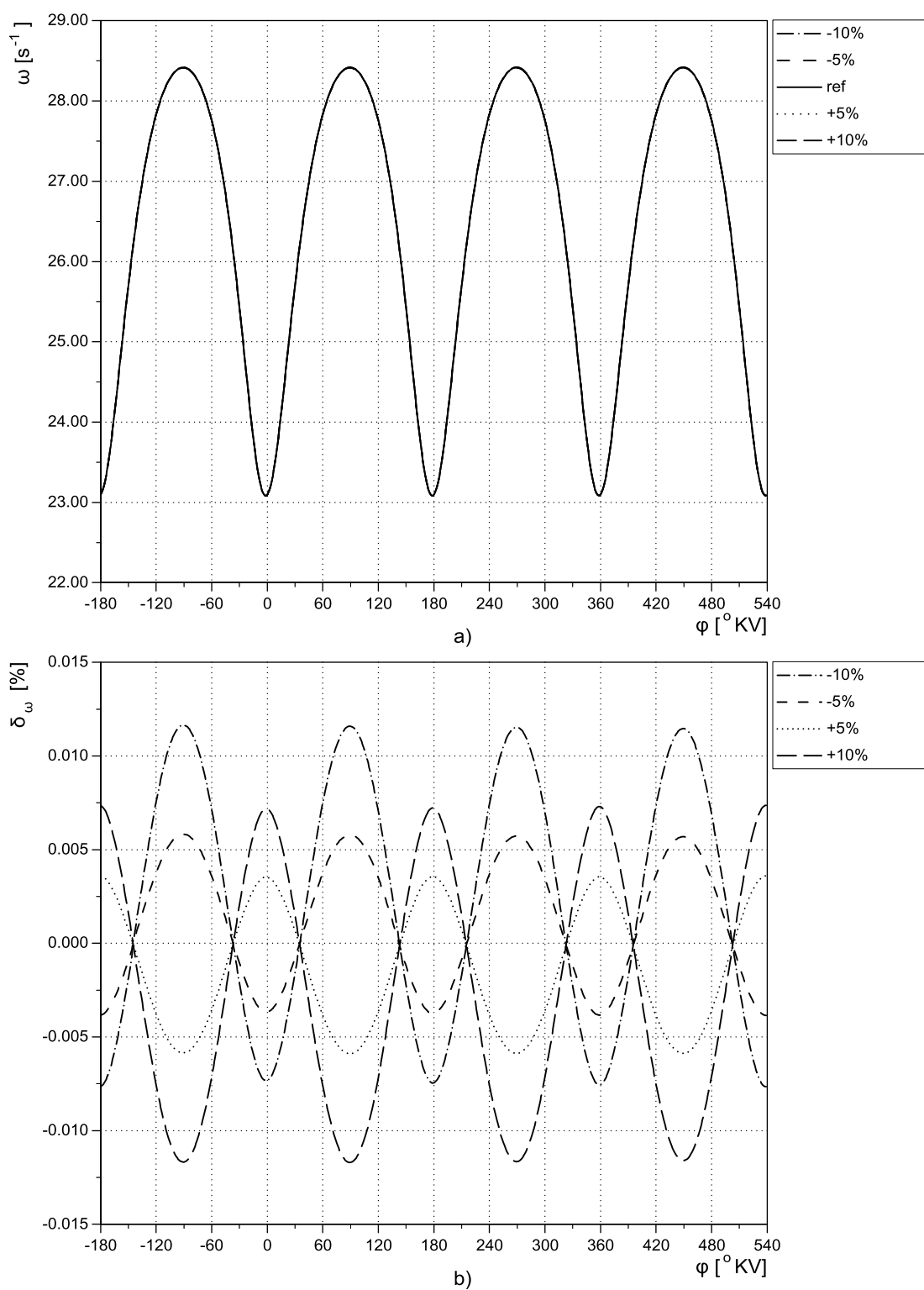
Uticaj trenja u kontaktu breg–podizač ima veći udeo na tok signala trenutne ugaone brzine nego u slučaju sa sagorevanjem (odstupanje i do 0,04%) jer je nominalno opterećenje u kontaktu isto kao i u slučaju ciklusa sa sagorevanjem, uslovi podmazivanja su pogoršani zbog male relativne brzine u zoni kontakta breg–podizač i zbog činjenice da je relativni udeo ove komponente veći nego u slučaju ciklusa sa sagorevanjem (sila u opruzi ne zavisi od radnog režima).

Uticaj momenta inercije grupe komponenata koja vrši čisto obrtno kretanje (KV, zamajac, vratilo i rotor dinamometra) prikazan je na Sl. 11.18. Smanjenje momenta inercije dovodi do povećanja amplitude ugaone brzine i obrnuto, kao i u slučaju sa sagorevanjem, ali je odstupanje izraženije, posebno u okolini svake mrtve tačke (oko 1,25%).

Uticaj mase klipa prikazan je na Sl. 11.19. Karakter relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u odnosu na referentni slučaj je isti kao i u slučaju ciklusa sa sagorevanjem, ali je odstupanje izraženije i iznosi oko 0,012%. U slučaju uticaja mase klipnjače (Sl. 11.20), relativno odstupanje u zoni svake mrtve tačke je približno isto, ali je karakter u delu ciklusa između mrtvih tačaka drugačiji i manje izražen nego u slučaju ciklusa sa sagorevanjem, što je posledica odnosa gasne sile i inercijalne sile tokom niskopritisnog dela ciklusa.

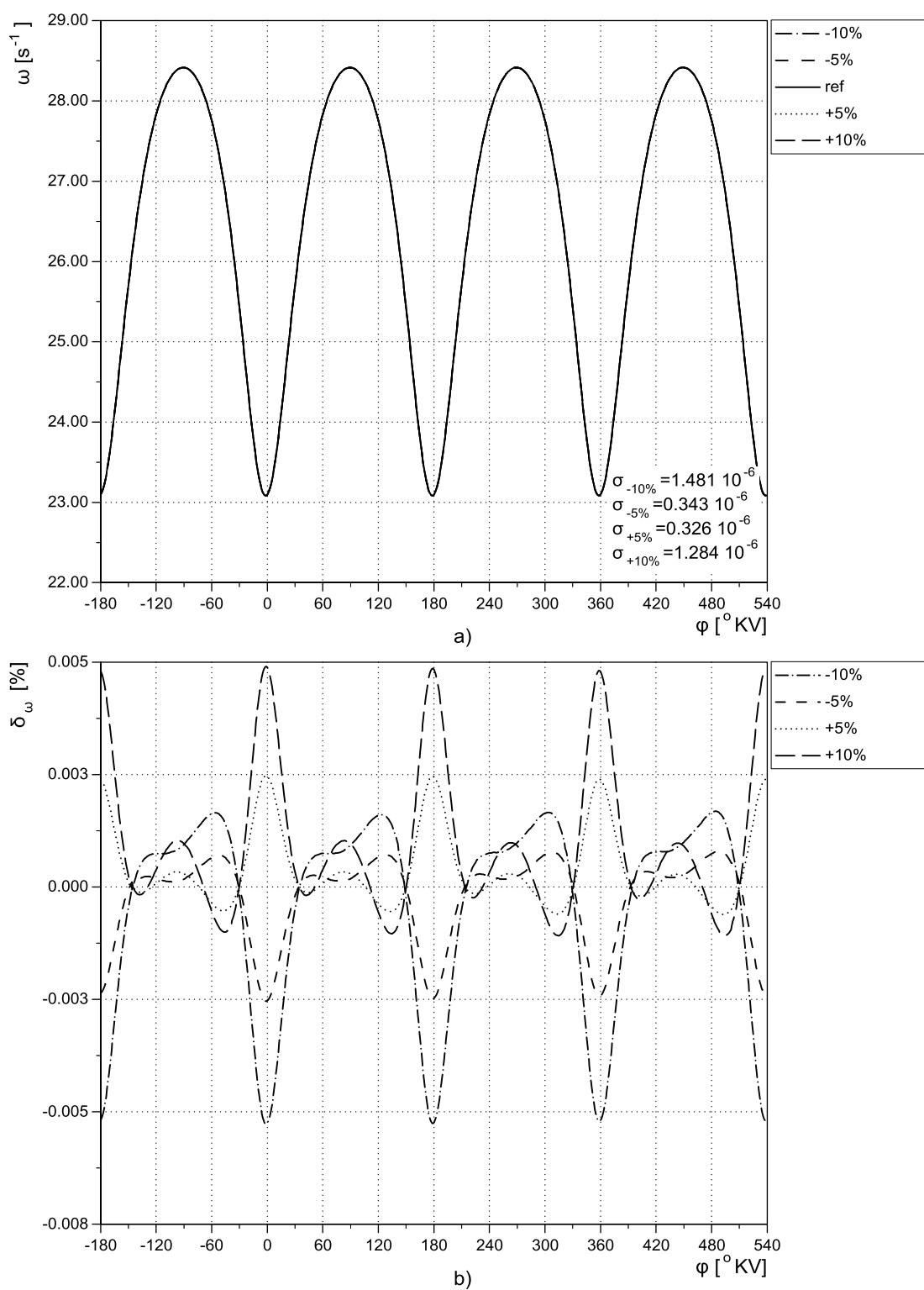


Sl. 11.18 – Uticaj momenta inercije grupe KV – spojničko vratilo – dinamometar na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na ref. stanje (b) ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.19 – Uticaj odstupanja mase klipa na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na ref. stanje (b)

($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.20 – Uticaj odstupanja mase klipnjače na tok trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu u odnosu na ref. stanje (b)

($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

11.5 Analiza uticaja geometrijskih parametara matematičkog modela motora na tok trenutne ugaone brzine – ciklus bez sagorevanja

Uticaj radijalnog bacanja zamajca motora za režim bez sagorevanja simuliran je za iste vrednosti odstupanja kao i u slučaju sa sagorevanjem. Analiza je sprovedena sa ciljem da se proceni mogućnost identifikacije vrednosti bacanja i njegovog ugaonog položaja u odnosu na referentni položaj KV u režimu pokretanja motora kada nema dejstva gasne sile usled sagorevanja i kada je dejstvo inercijalnih sila malo. Uticaj ovog odstupanja prikazan je na Sl. 11.21 i Sl. 11.22 na isti način kako je to prikazano i u slučaju ciklusa sa sagorevanjem. Uticaj nije uočljiv na signalu trenutne ugaone brzine (Sl. 11.21a i Sl. 11.22a) jer se kreće u okviru rezolucije dijagramskog prikaza, ali je jasno uočljiv u toku relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u odnosu na referentno stanje bez radijalnog bacanja zamajca Sl. 11.21b i Sl. 11.22b. Kao i u slučaju ciklusa sa sagorevanjem, relativno odstupanje trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu ima sinusni karakter. Greška u obrtnom momentu koja potiče od tog odstupanja, s obzirom na to da zavisi od momenta inercije i kvadrata trenutne ugaone brzine KV, ima značajno manju vrednost i iznosi oko 0,3 Nm (Sl. 11.21c i Sl. 11.22c).

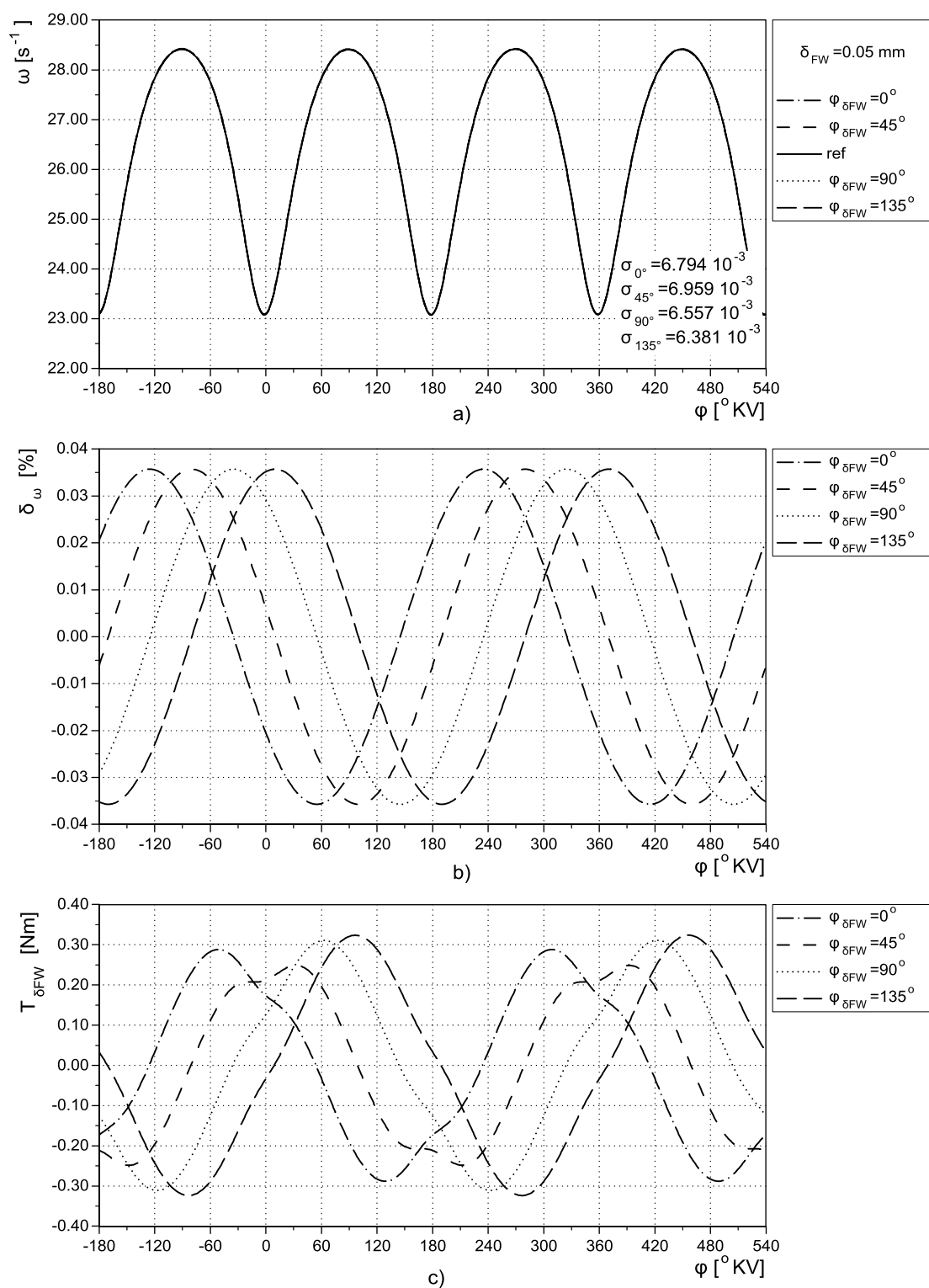
11.6 Testiranje modela i postupka identifikacije parametara modela na osnovu modeliranog signala trenutne ugaone brzine

U postupku identifikacije nepoznatih parametara modela proizvoljnog tehničkog sistema neminovno se oslanjamo na neke veličine koje se unapred mogu dobiti iz tehničke dokumentacije za dati sistem ili izračunati primenom odgovarajućih računskih metoda ili modela. Takav postupak ima svoje opravdanje jer se efikasnost i stabilnost postupka identifikacije može lako dovesti u vezu sa brojem parametara modela koji se identifikuju, pa je namera svakog ko sprovodi postupak identifikacije da broj parametara koji se identifikuju svede na minimum. Međutim, tačnost tih veličina često može biti sporna i zbog toga se mora postaviti pitanje uticaja njihovih mogućih odstupanja od realnih vrednosti na tačnost identifikacije ključnih parametara matematičkog modela.

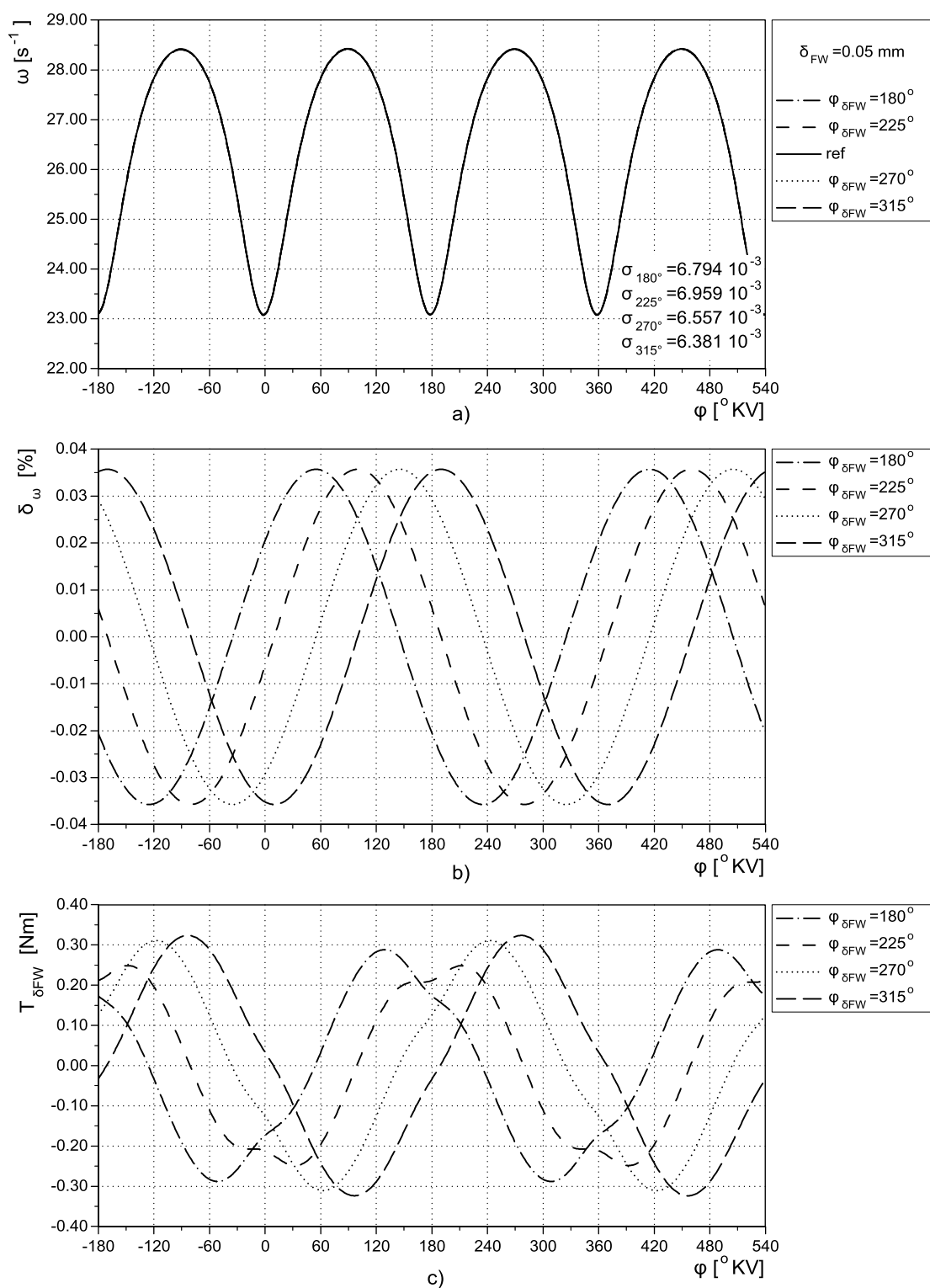
U ovom odeljku prikazani su rezultati testiranja postupka identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa motora (oblik Vibeove funkcije, trajanje sagorevanja i korekcionni faktor koeficijenta prenosa toplote) na osnovu simuliranog

toka trenutne ugaone brzine. Cilj ovog numeričkog eksperimenta je da se utvrdi osetljivost i tačnost postupka identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa ako se u postupku identifikacije ne koristi tačna, već približna vrednost pojedinih procesnih i geometrijskih parametara koji su razmatrani u prethodnim odeljcima. Numerički eksperiment je sproveden pojedinačno za stepen sabijanja, koeficijent trenja u sklopu klip–cilindar, koeficijent trenja u ležajevima KV, koeficijent trenja u sklopu breg–podizač, masu klipa i klipnjače i moment inercije grupe koja vrši obrtno kretanje (KV – spojničko vratilo – dinamometar).

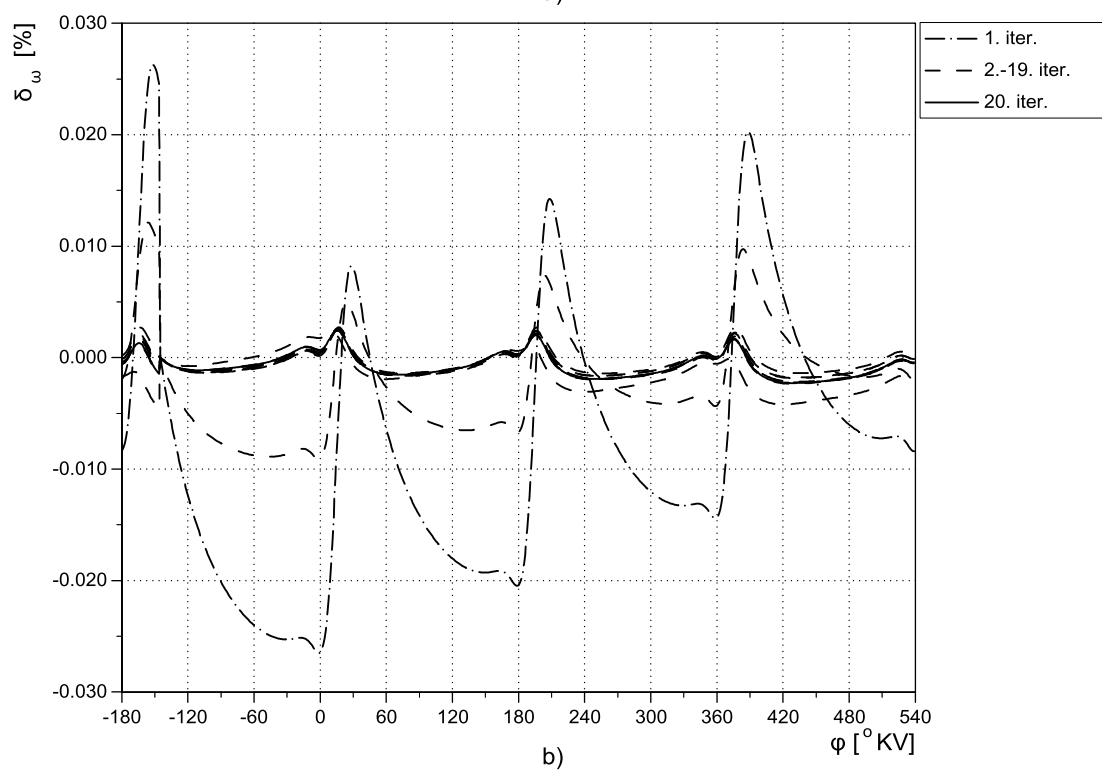
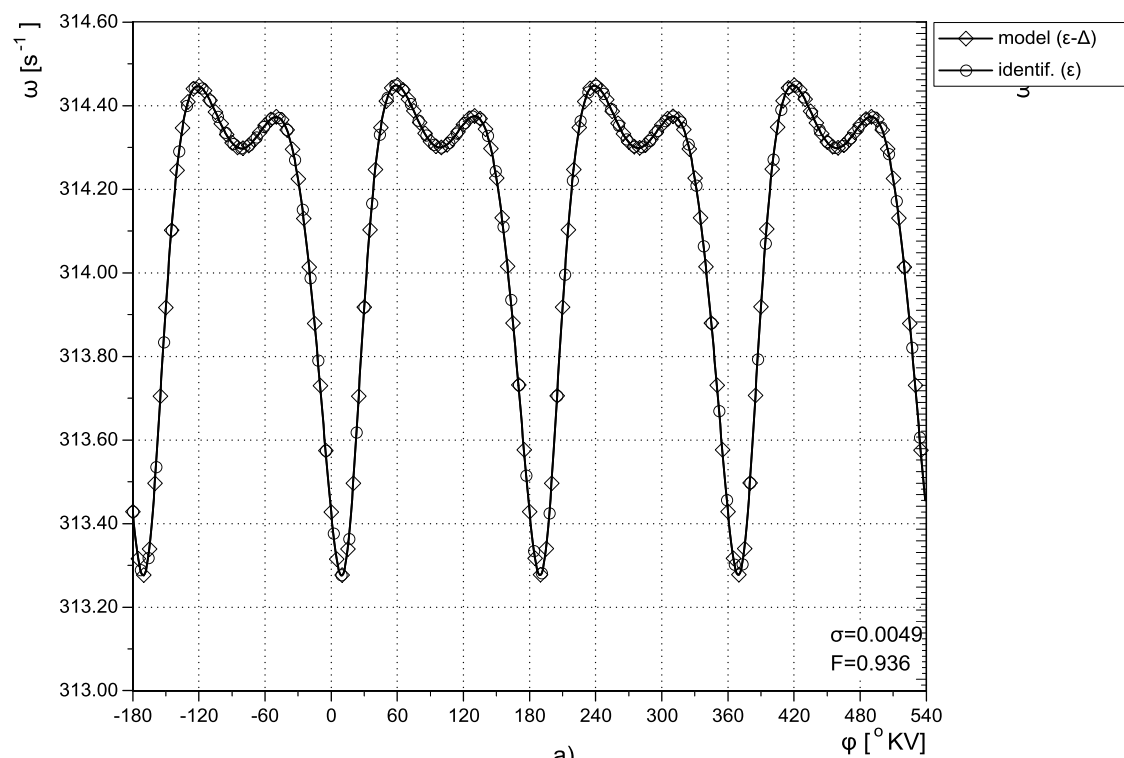
Prvi numerički eksperiment se odnosi na uticaj stepena sabijanja. Pritisak u cilindru i trenutna ugaona brzina simulirani su za slučaj kada je realna vrednost stepena sabijanja niža 2% u odnosu na nominalnu vrednost (u okviru deklariranih proizvođačkih tolerancija). Identifikacija parametara matematičkog modela sprovedena je za nominalnu vrednost stepena sabijanja, čime su zanemarene uobičajene proizvođačke tolerancije i smanjenje stepena sabijanja usled termičke dilatacije. Tok simulirane i identifikovane trenutne ugaone brzine i tok relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine tokom postupka identifikacije prikazani su na Sl. 11.23. Relativno odstupanje nakon 20 iteracija (programski ograničen postupak) relativno je malo (ispod 0,003%) a funkcional greške $F=0,936$. Odstupanje simulirane i identifikovane trenutne ugaone brzine je ispod rezolucije dijagramskog prikaza i ne može se uočiti. Rezultat identifikacije parametara modela radnog procesa (Sl. 11.24), međutim, nije toliko impresivan, iako je odstupanje srednjeg indiciranog pritiska izuzetno malo (približno 1 kPa). Parametar oblika Vibeove funkcije identifikovan je sa odstupanjem od oko +10%, a koeficijenta prenosa toplote sa oko +9% u odnosu na modelirane vrednosti, čime je kompenzovan uticaj višeg stepena sabijanja tokom identifikacije. Odstupanje trajanja sagorevanja je negativno i srazmerno malo u odnosu na druga dva parametra (oko 2,3%). Drugi slučaj, sa višom vrednošću stepena sabijanja manje je verovatan, ali realan u slučaju superponiranja pozitivnog odstupanja geometrijskog stepena sabijanja i termičkih dilatacija u radnom stanju (Sl. 11.25 i Sl. 11.26). Odstupanje identifikovane ugaone brzine je izuzetno malo, ali je rezultat identifikacije parametara modela kao i u prethodnom slučaju nezadovoljavajući, pri čemu su odstupanja parametra oblika oko -12%, dužine sagorevanja oko +2,4%, a koeficijenta prelaza toplote oko +8%.



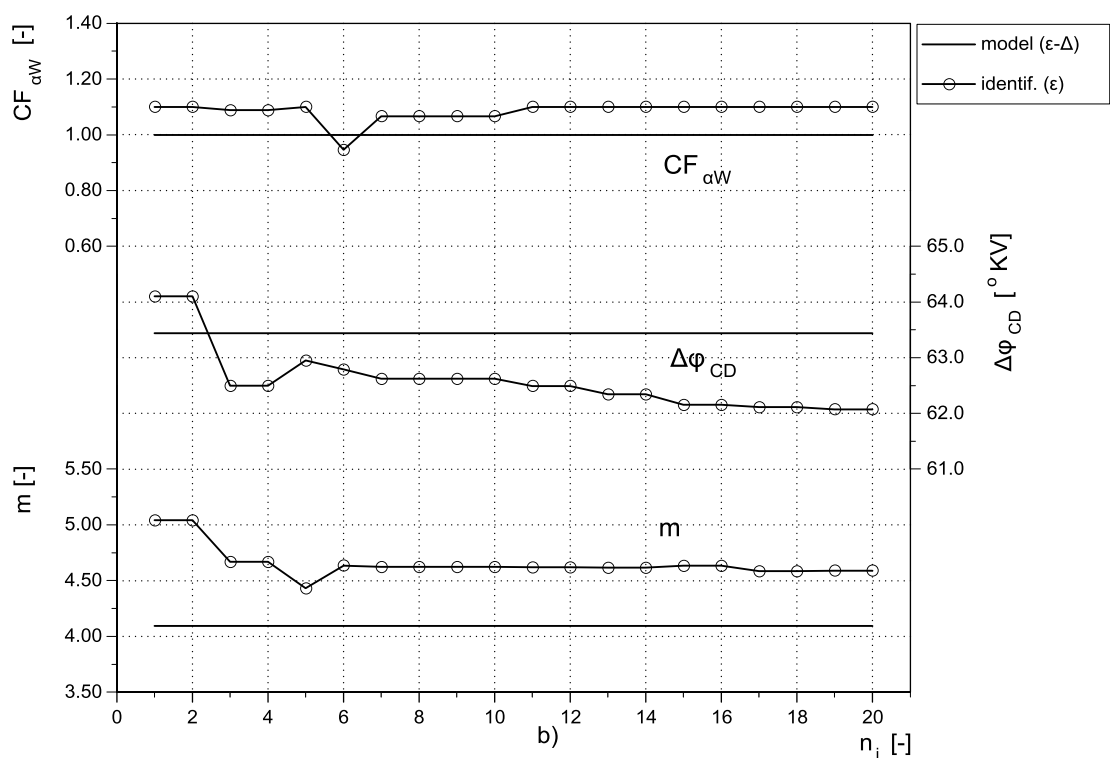
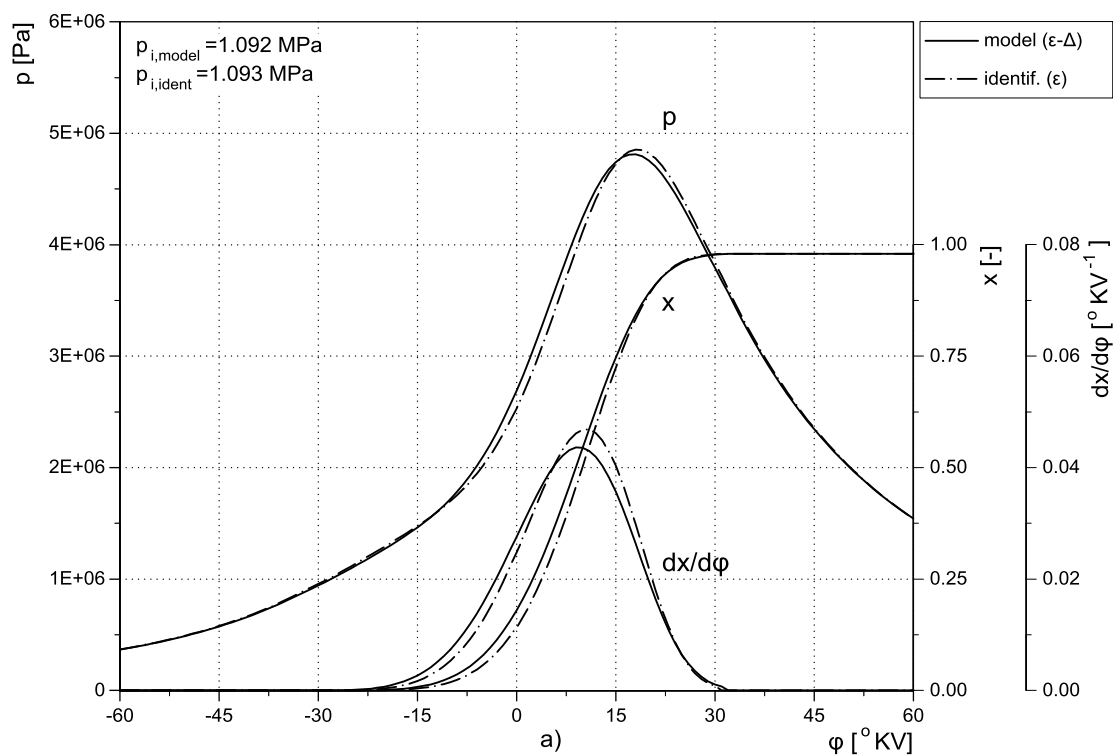
Sl. 11.21 – Uticaj radijalnog bacanja zamajca na tok trenutne ugaone brzine (a), tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine (b) i tok generisane greške obrtnog momenta usled radijalnog odstupanja (c) u ugaonom domenu: ugaoni položaj radijalnog odstupanja $0-135^\circ KV$ ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



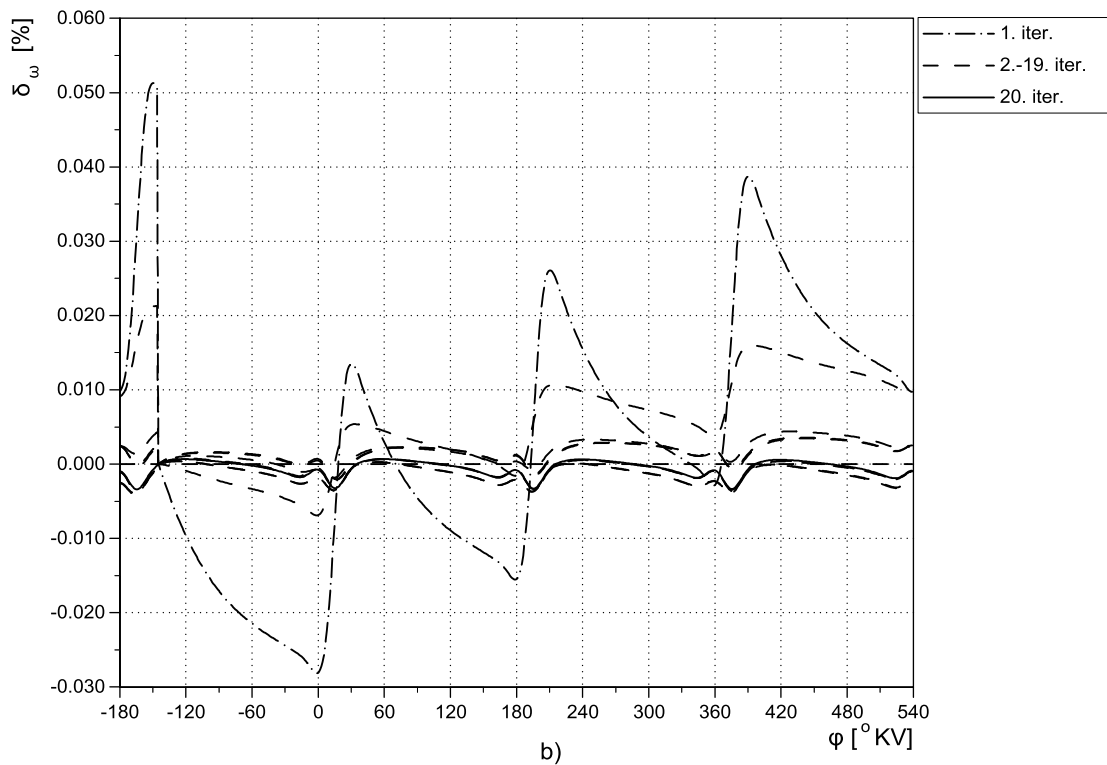
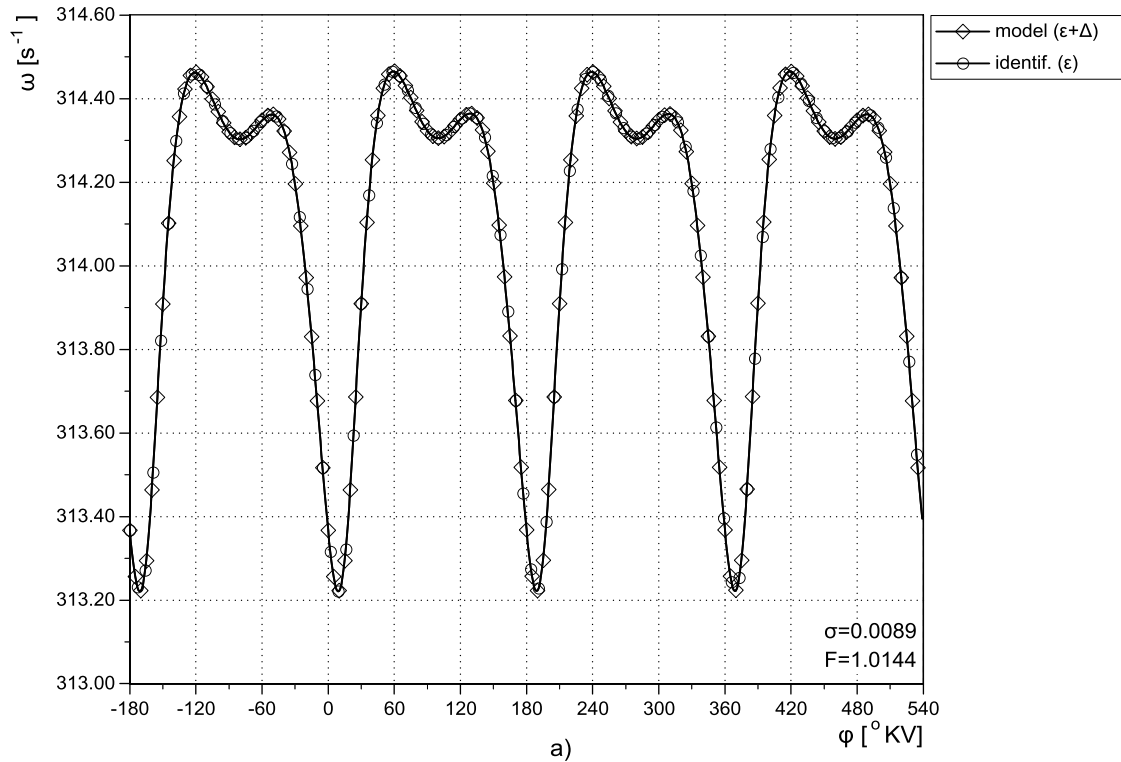
Sl. 11.22 – Uticaj radijalnog bacanja zamajca na tok trenutne ugaone brzine (a), tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine (b) i tok generisane greške obrtnog momenta usled radijalnog odstupanja (c) u ugaonom domenu: ugaoni položaj radijalnog odstupanja 180–315 °KV ($n=250 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



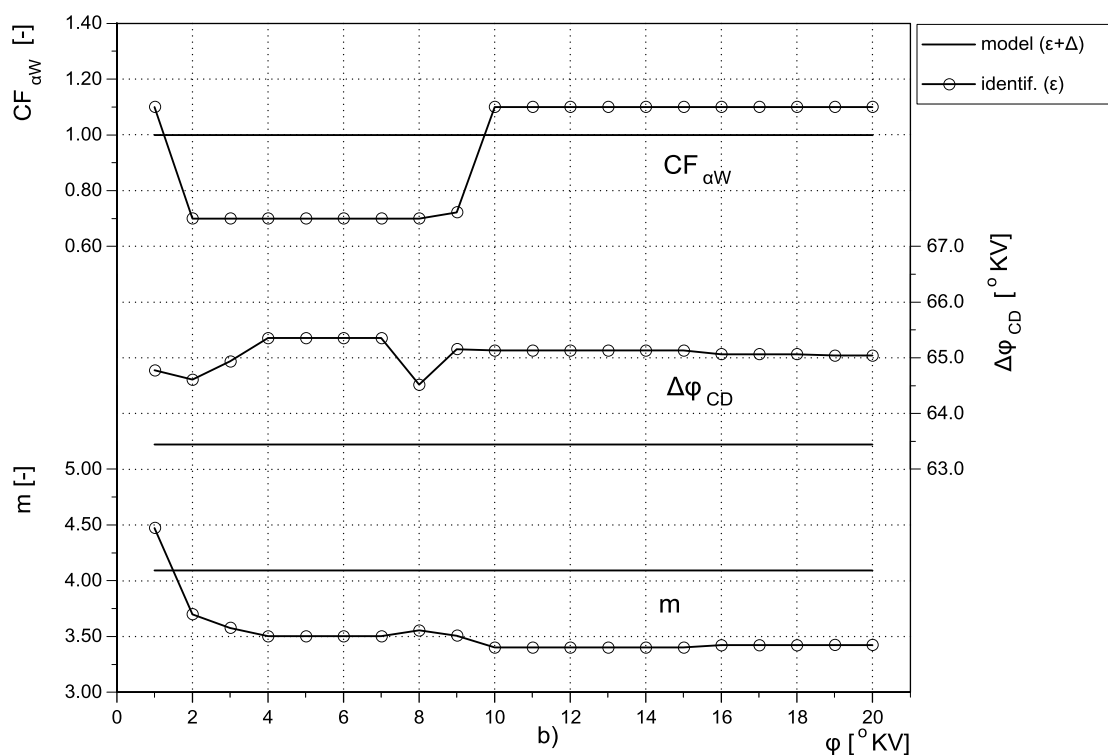
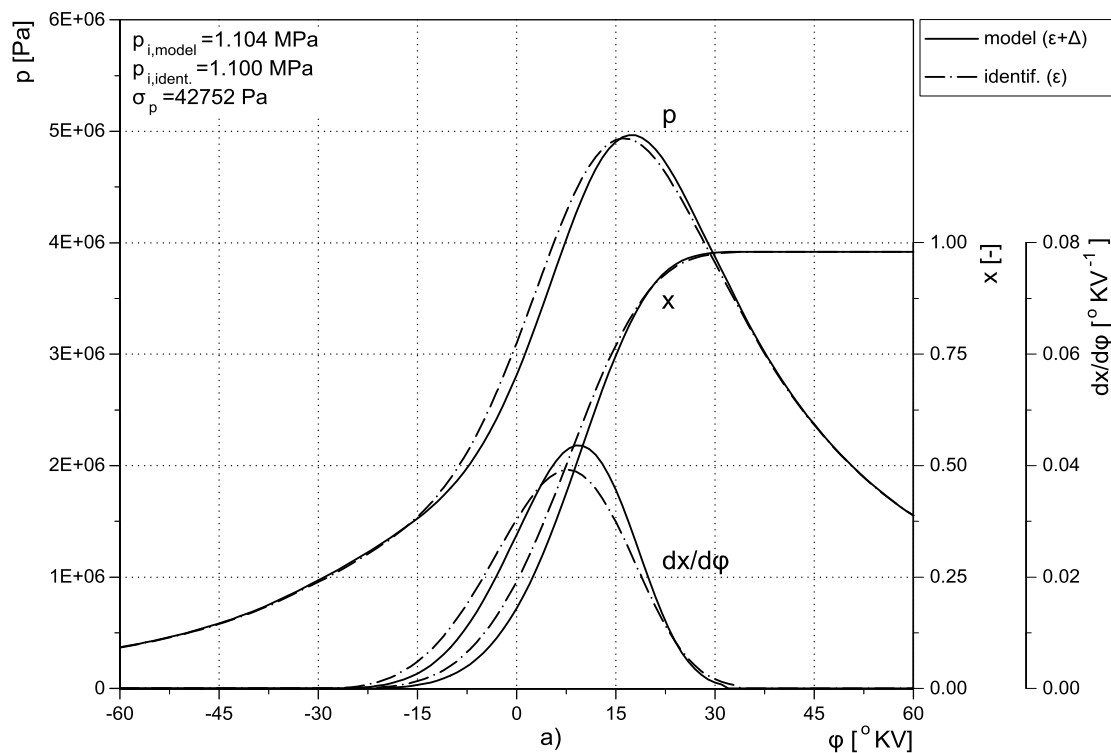
Sl. 11.23 – Uticaj smanjenja stepena sabijanja na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.24 – Uticaj smanjenja stepena sabijanja na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije (b) ($n=3000$ min⁻¹, $\theta=100\%$)



Sl. 11.25 – Uticaj povećanja stepena sabijanja na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

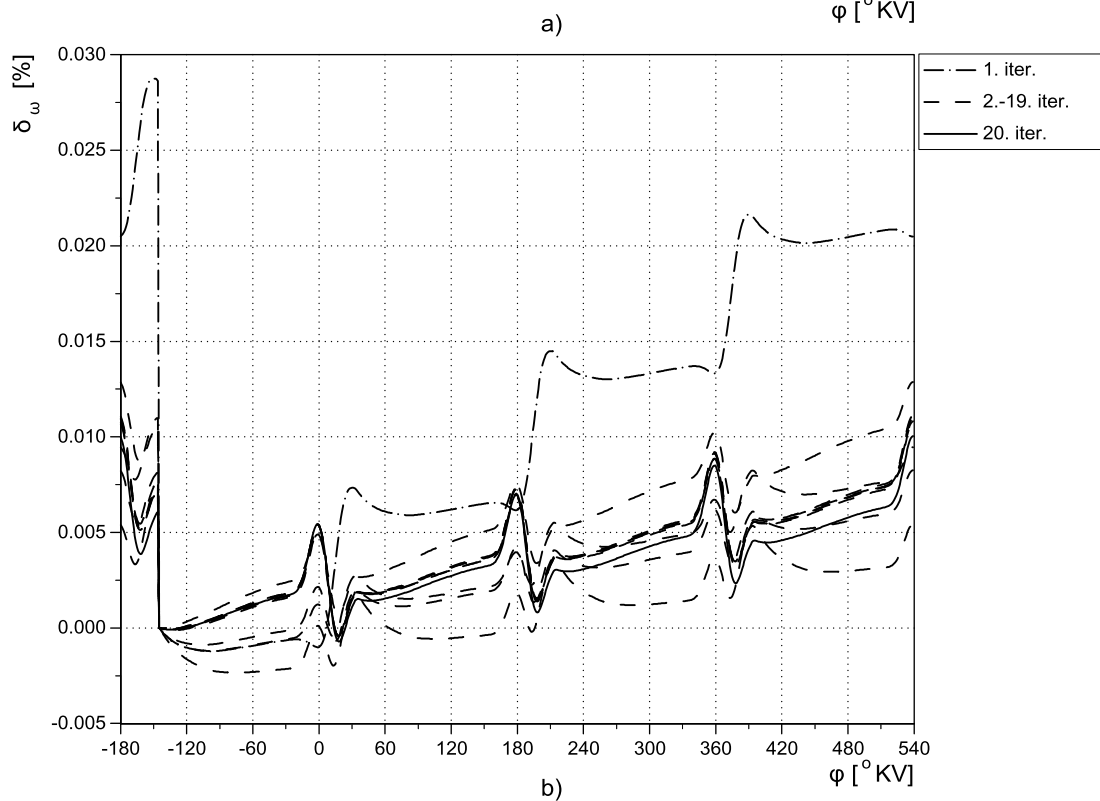
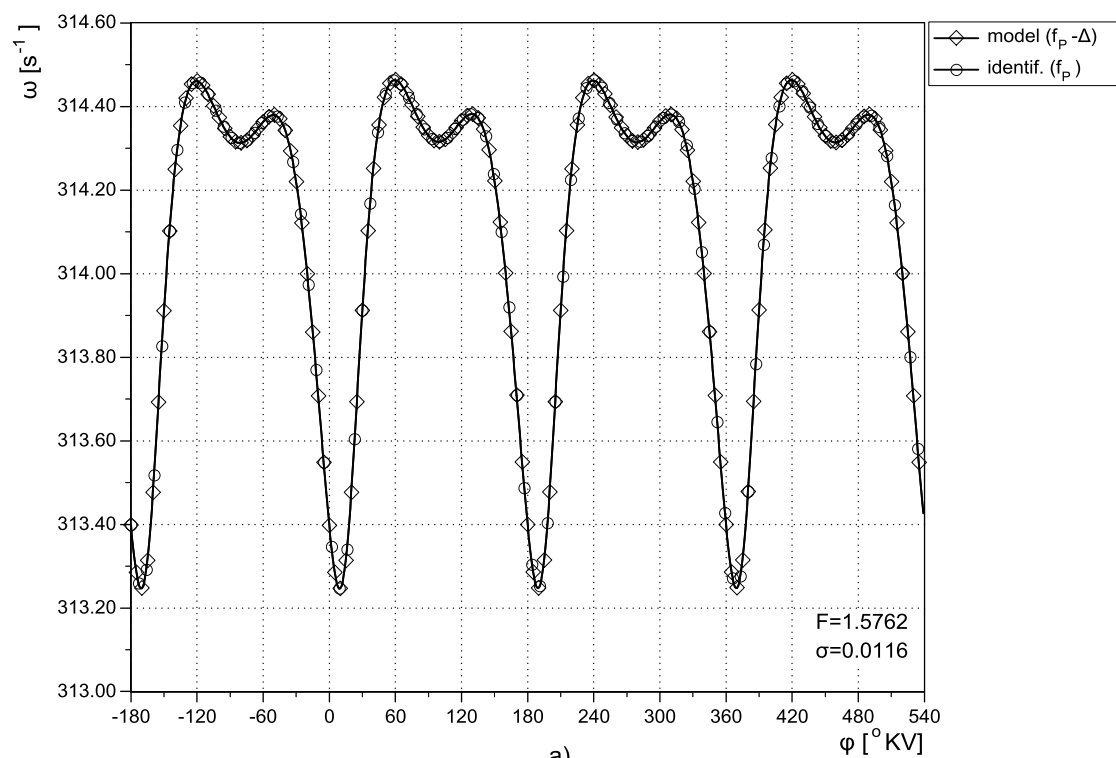


Sl. 11.26 – Uticaj povećanja stepena sabijanja na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) ($n=3000$ min⁻¹, $\theta=100\%$)

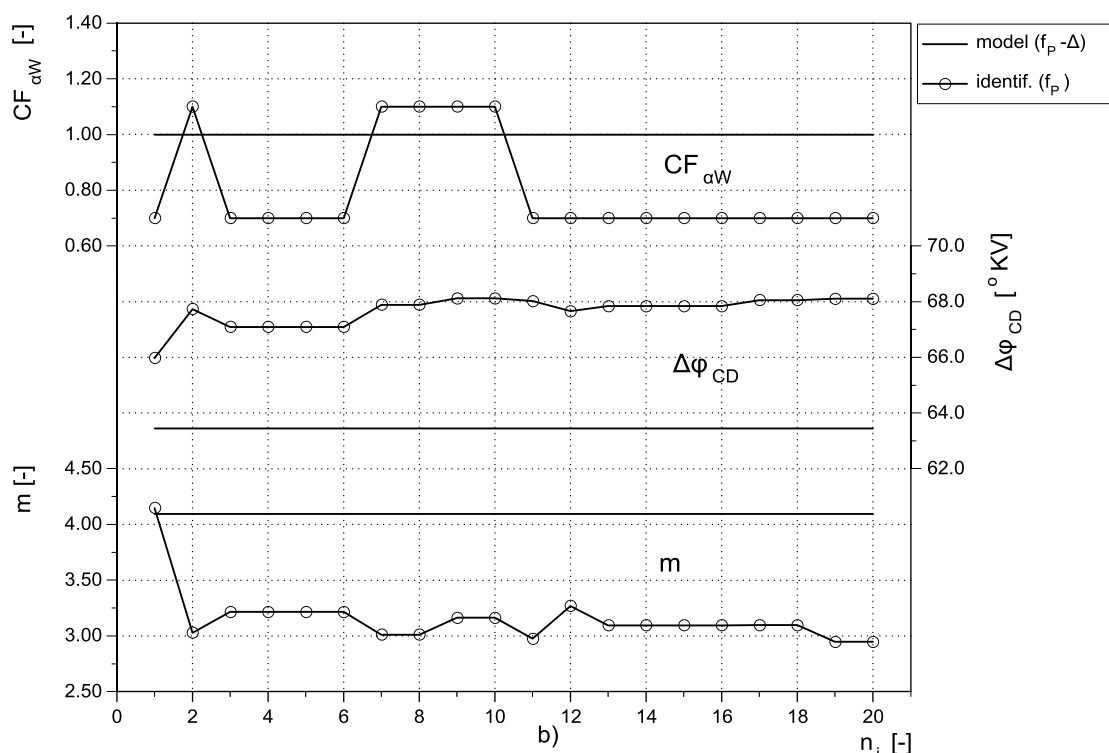
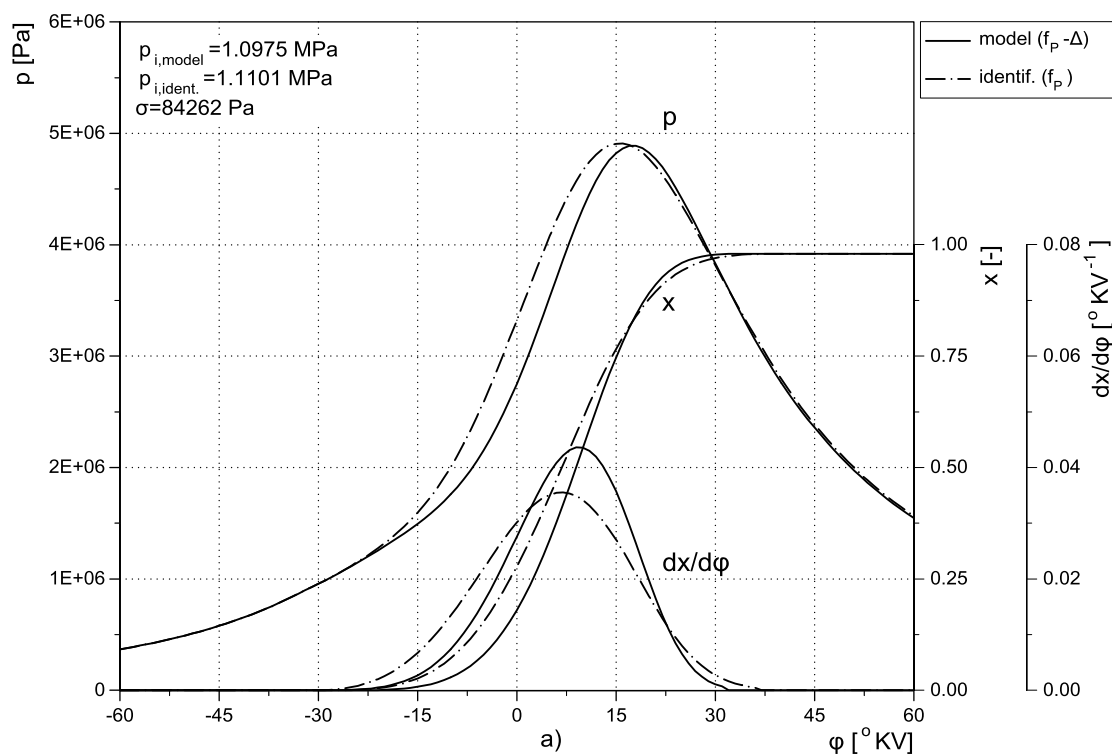
Drugi numerički eksperiment odnosi se na uticaj odstupanja koeficijenta trenja u sklopu klip–cilindar. U postupku identifikacije ugaona brzina je simulirana za slučajeve niže i više vrednosti koeficijenta trenja ($\pm 10\%$) u odnosu na referentno stanje dobijeno primenom razvijenog modela.

U slučaju smanjenja vrednosti koeficijenta trenja za 10% (Sl. 11.27 i Sl. 11.28), odstupanje između modelirane i identifikovane ugaone brzine je zanemarljivo i kreće se u okviru rezolucije dijagramskog prikaza (Sl. 11.27a). Postupak identifikacije ipak ne konvergira, na šta ukazuje dijagram relativnog odstupanja modelirane i identifikovane ugaone brzine (Sl. 11.27b). Trend ubrzanja KV jasno se uočava, što ukazuje na to da se parametrima modela ne može kompenzovati uticaj niže vrednosti koeficijenta trenja u kontaktu klip–cilindar. Identifikacijom se dobijaju vrednosti parametara modela koje daju veću brzinu sagorevanja (intenzivno oslobađanje toplote u početnoj fazi). Rezultat je na prvi pogled kontradiktoran, jer bi se uz višu vrednost indiciranog pritiska moglo očekivati i značajnije ubrzanje KV. Međutim, gubici trenja u sklopu klip–cilindar direktno zavise od vrednosti pritiska u cilindru, pa se povećanjem pritiska u cilindru, zapravo, povećavaju i gubici trenja i time kompenzuje inicijalno niža vrednost koeficijenta trenja. Odstupanja parametara modela radnog procesa su ipak znatna i izlaze iz okvira realnih i očekivanih vrednosti: za parametar oblika -25% , trajanje sagorevanja $+7,5\%$, a koeficijent prelaza toplote oko -31% .

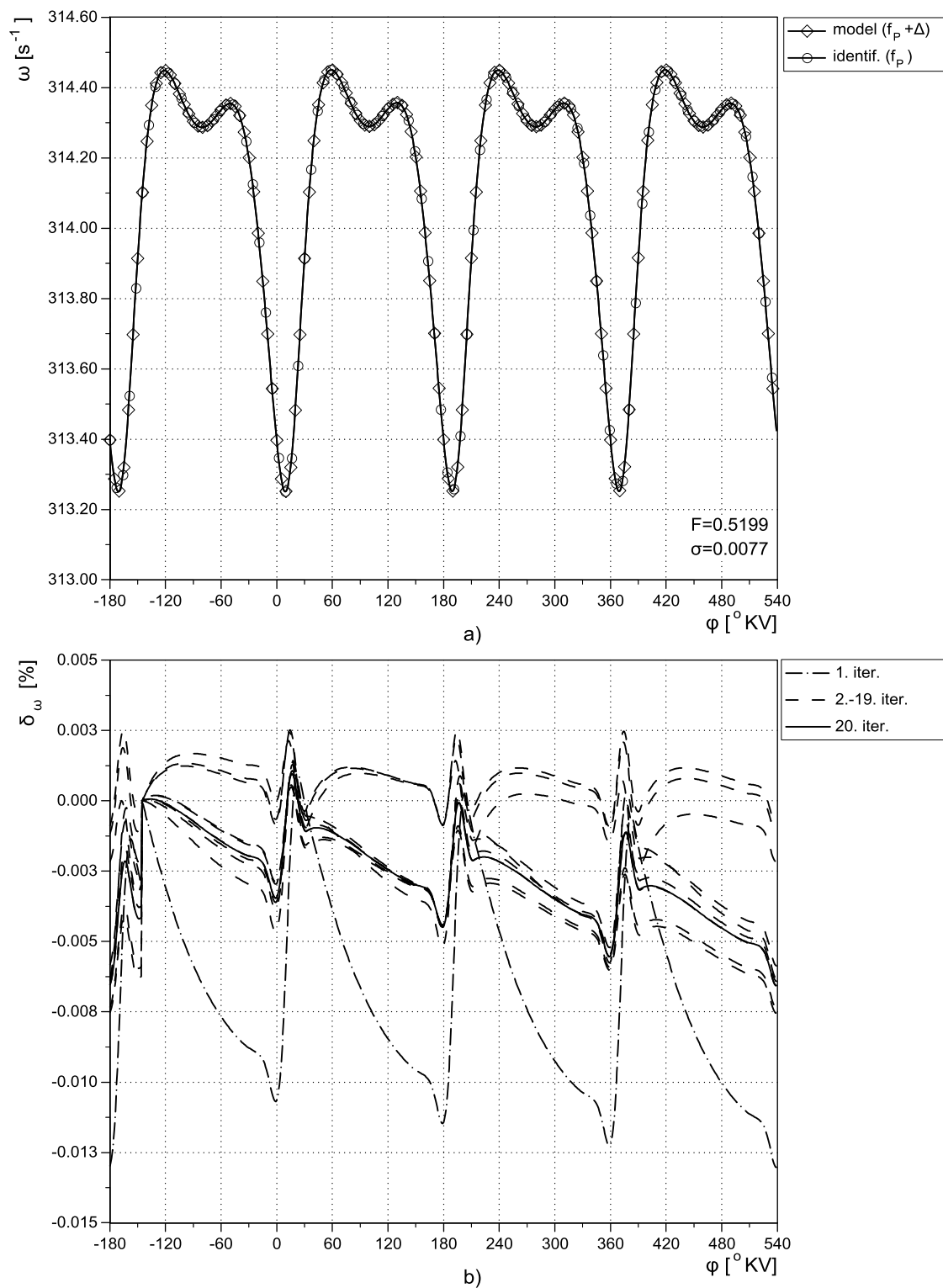
Slučaj sa povećanom vrednošću koeficijenta trenja za 10% predstavljen je na Sl. 11.29 i Sl. 11.30. Kao i u prethodnom slučaju, konvergencija izostaje, na šta ukazuje dijagram relativnog odstupanja modelirane i identifikovane ugaone brzine (Sl. 11.29b). Identifikacijom se dobijaju parametri modela koji utiču na smanjenje indiciranog pritiska u fazi ekspanzije kako bi se smanjio uticaj pritiska gasa na gubitke trenja i tako kompenzovao uticaj veće pretpostavljene vrednosti koeficijenta trenja. Srednji indicirani pritisak je niži za oko 1.15%, koeficijent prelaza toplote je povećan za oko 11%, a parametar oblika Vibeove funkcije za oko 32%. Identifikovane vrednosti parametara modela su, kao i u slučaju numeričkog eksperimenta sa nižim vrednostima koeficijenta trenja, van očekivanih i realnih granica, zbog čega je u postupak identifikacije neophodno uključiti i korekciju za koeficijent trenja u kontaktu klip–cilindar.



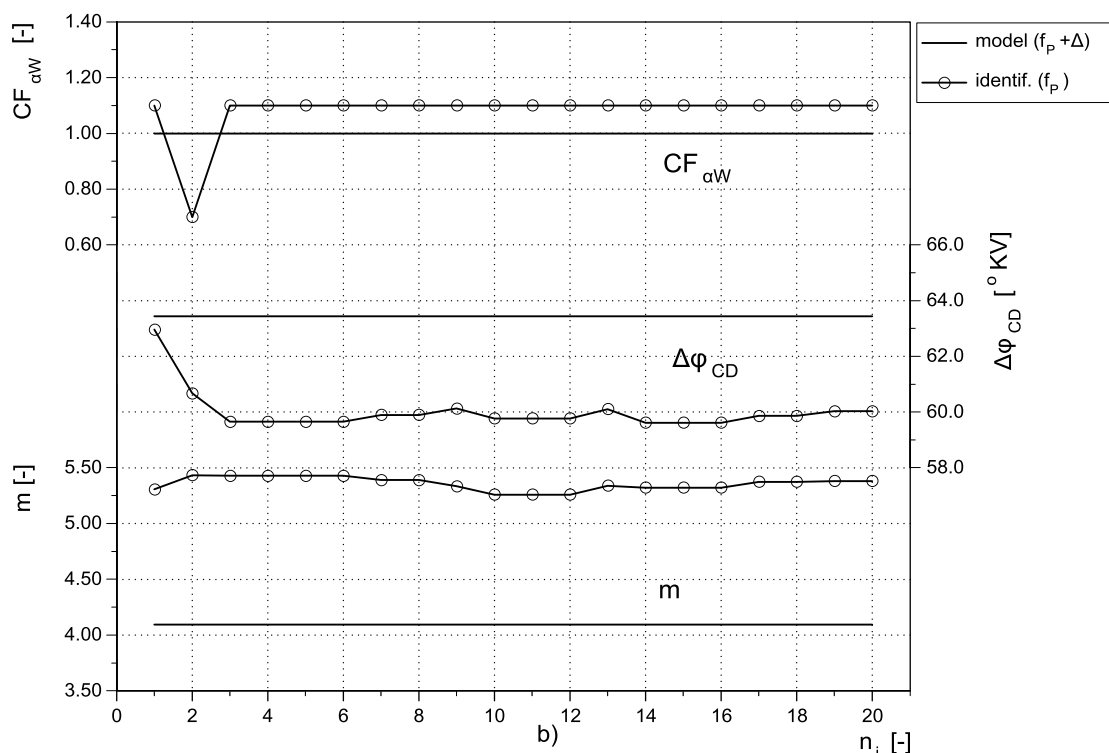
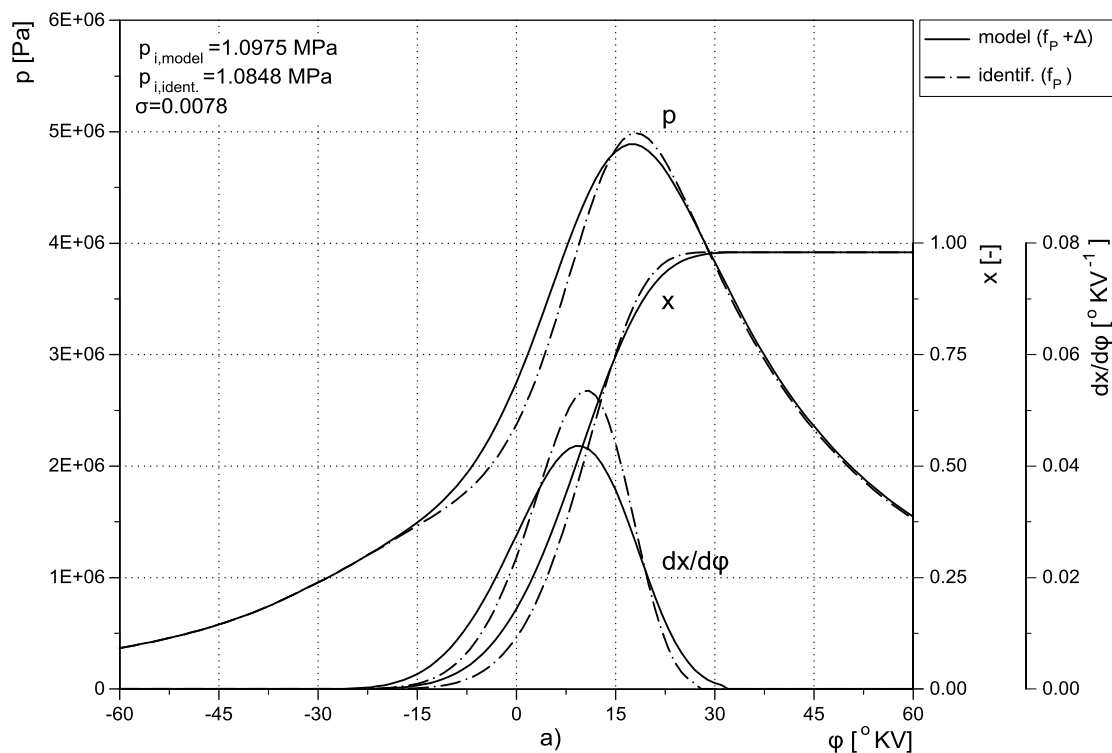
Sl. 11.27 – Uticaj smanjenja koef. trenja u kontaktu klip–cilindar na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.28 – Uticaj smanjenja koef. trenja u kontaktu klip–cilindar na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) ($n=3000$ min⁻¹, $\theta=100\%$)



Sl. 11.29 – Uticaj povećanja koef. trenja u kontaktu klip–cilindar na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

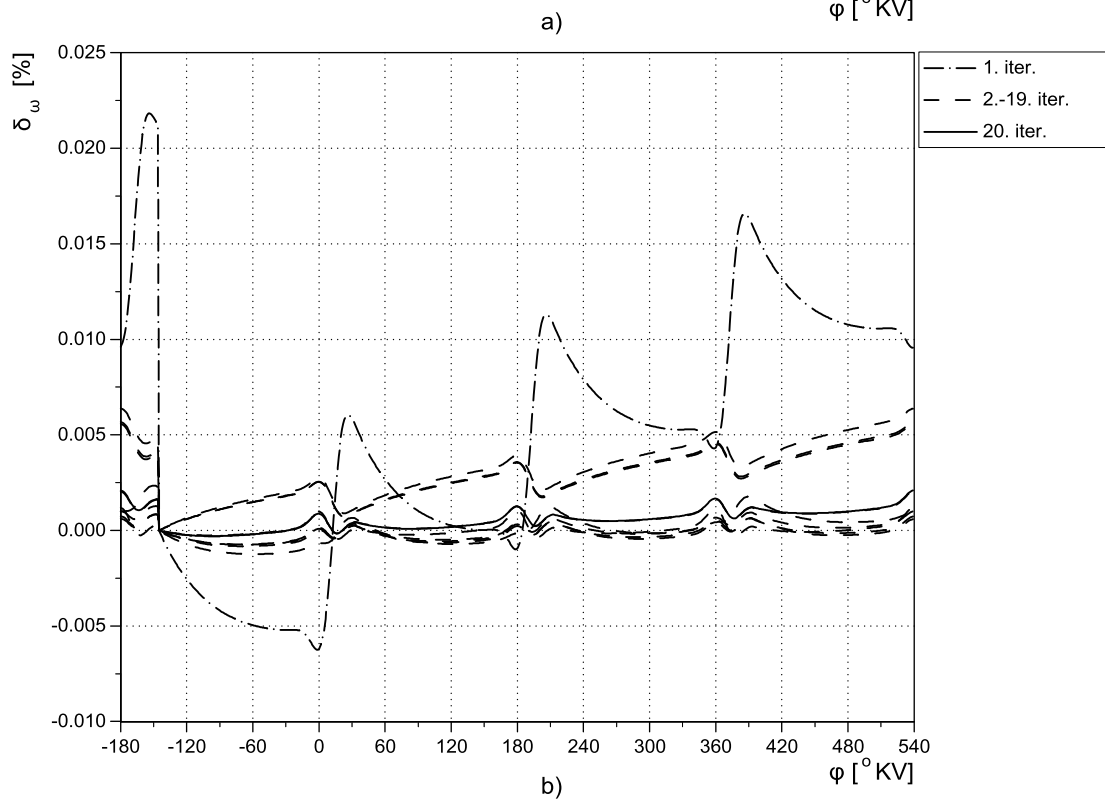
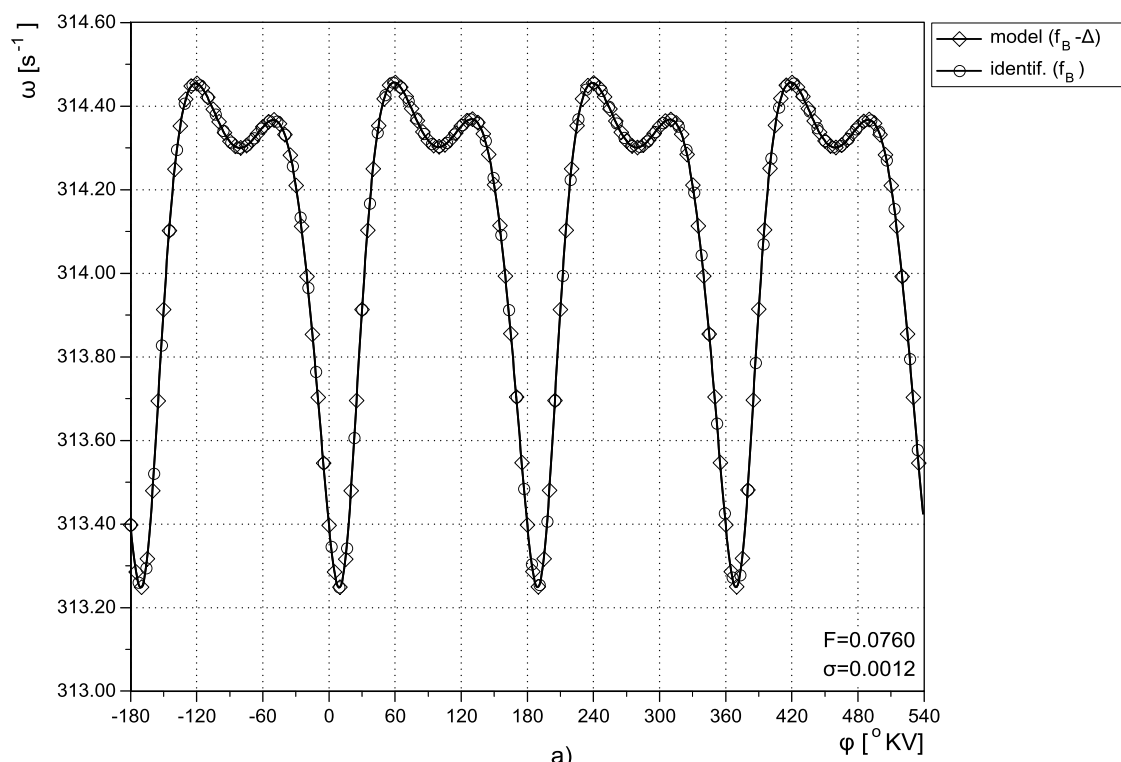


Sl. 11.30 – Uticaj povećanja koef. trenja u kontaktu klip–cilindar na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

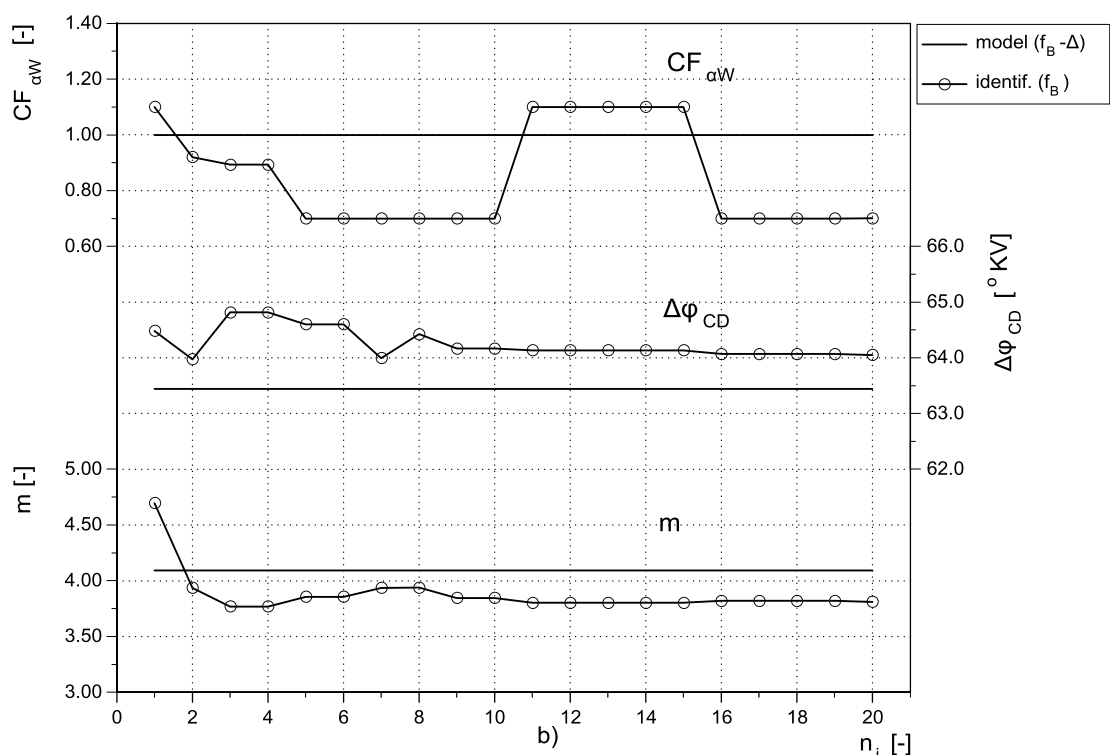
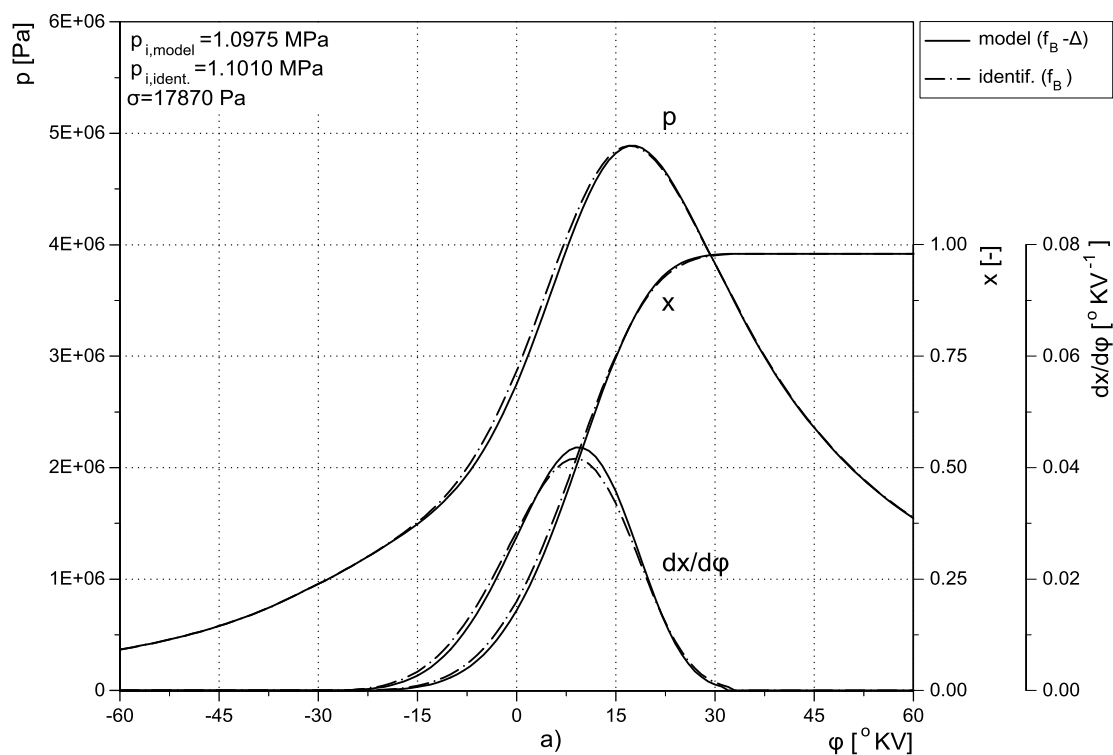
Uticaj koeficijenta trenja u ležajevima KV na rezultat identifikacije parametara modela radnog procesa motora prikazan je na Sl. 11.31–Sl. 11.34. Načelno, u oba slučaja, odstupanje trenutne ugaone brzine je ispod rezolucije dijagramskog prikaza (funkcional greške je 0,075 u slučaju niže i 0,014 u slučaju više vrednosti koeficijenta trenja). Odstupanja indiciranog pritiska su uočljiva, ali relativno mala i u oba slučaja su ispod 1%. U slučaju niže vrednosti koeficijenta trenja, indicirani pritisak je viši za oko 1%, kao posledica intenziteta oslobađanja toplote u početnoj fazi (parametar oblika je niži za oko 5% u odnosu na referentni korišćen u simulaciji referentnog slučaja) i niže vrednosti koeficijenta prelaza toplote (oko 28%). Za višu vrednost koeficijenta trenja, indicirani pritisak je niži za oko 1%, što je dobijeno sporijim oslobađanjem toplote tokom sagorevanja (parametar oblika je veći za oko 7%) i intenzivnijim prenosom toplote (oko 8%). Odstupanje dužine sagorevanja u oba slučaja je malo i iznosi oko 0,5 °KV (manje od 0,8%).

Uticaj vrednosti koeficijenta trenja u kontaktu breg–podizač na postupak identifikacije parametara modela prikazan je na Sl. 11.35 – Sl. 11.38. U slučaju kada je sistem simuliran sa koeficijentom trenja manjim za 10%, identifikacijom se dobija neznatno povećanje srednjeg indiciranog pritiska (oko 0,1%), što je rezultat smanjenja vrednosti parametra oblika Vibeove funkcije (za oko 2,5%) i koeficijenta prenosa toplote (za oko 23%). Kada je u pitanju povećanje koeficijenta trenja, srednji indicirani pritisak je niži, što je praćeno povećanjem vrednosti parametra oblika i koeficijenta prenosa toplote (oko 9%). Odstupanja trajanja sagorevanja su mala i kreću se oko 0,5 °KV. U oba slučaja, identifikovana trenutna ugaona brzina ima malo relativno odstupanje (ispod 0,001%).

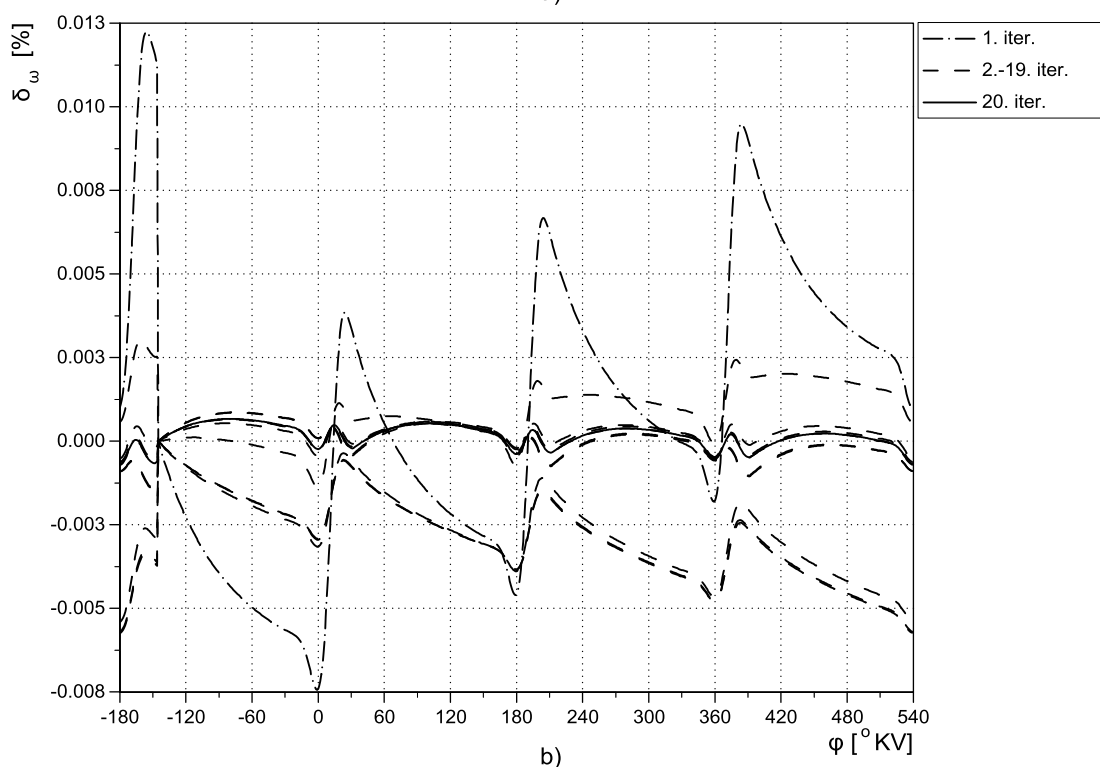
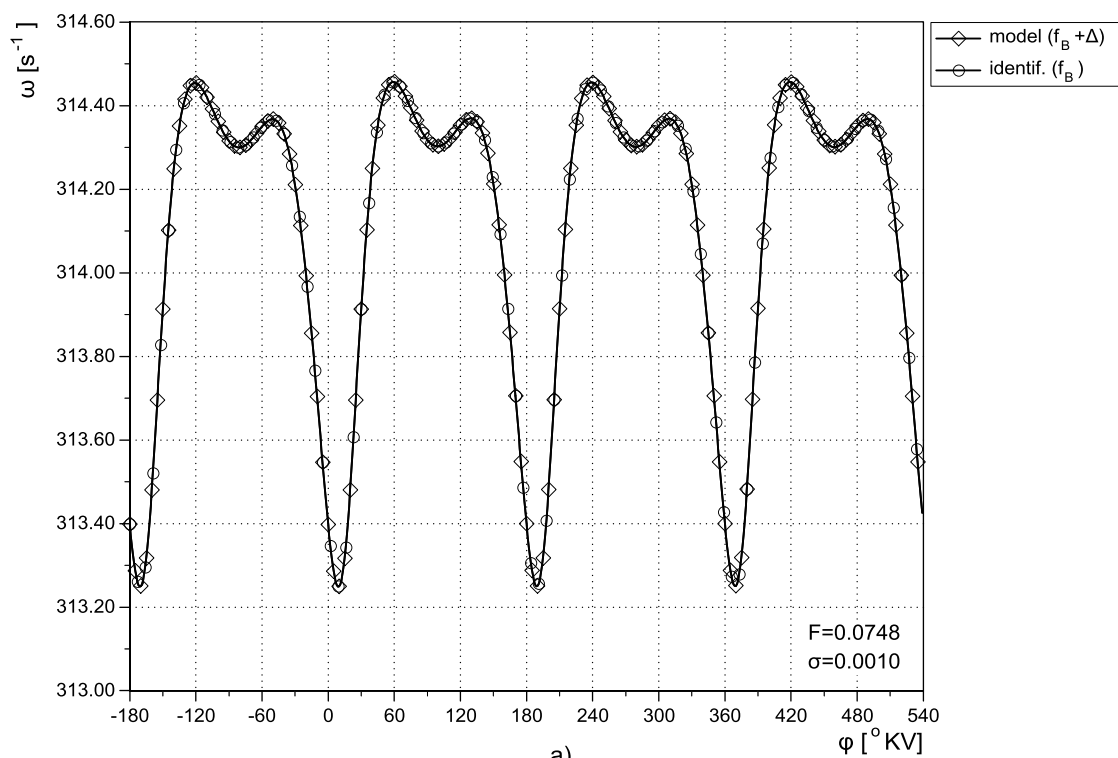
Kada je u pitanju uticaj koeficijenta trenja u sva tri ključna tribološka sistema, može se uočiti da se identifikacijom dobijaju značajna odstupanja koeficijenta prenosa toplote (i do 30%). To se može dovesti u vezu sa činjenicom da kao i trenje, i koeficijent prenosa toplote utiče na tok ugaone brzine tokom celog ciklusa, dok se uticaj preostala dva parametra modela vezuje za ograničene delove ciklusa, koji za jedan četvorocilindarski motor, ukupno, nije veći od 260 °KV. Time se može objasniti bolji ali ipak nedovoljno tačan i pouzdan rezultat identifikacije parametara koji su neposredno vezani za proces sagorevanja.



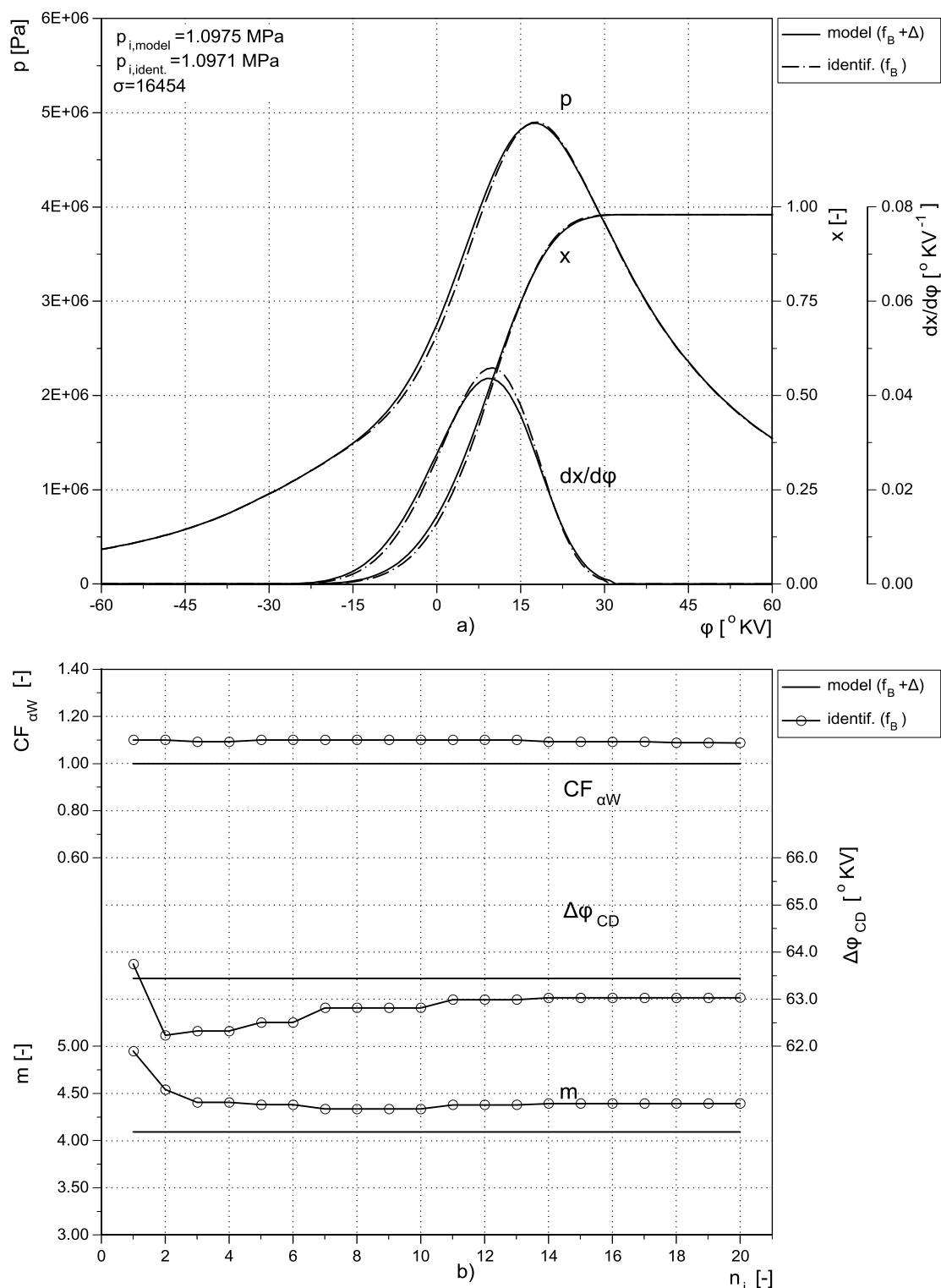
Sl. 11.31 – Uticaj smanjenja coef. trenja u ležajevima KV na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



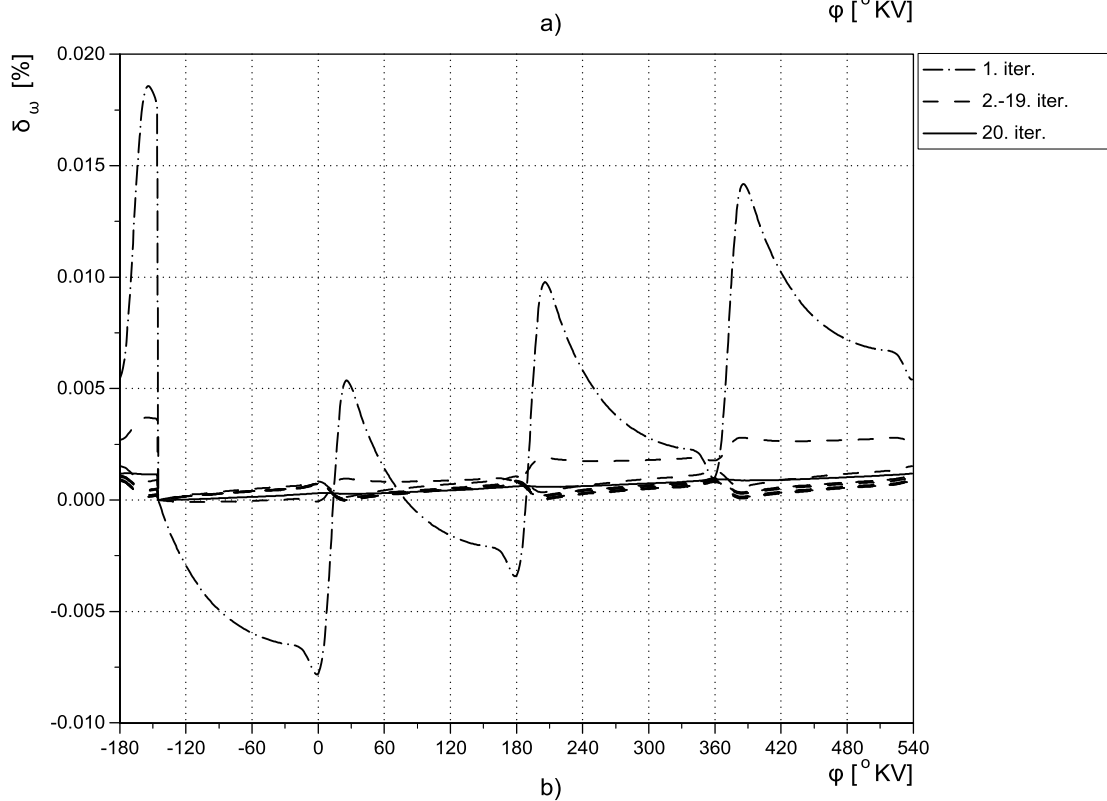
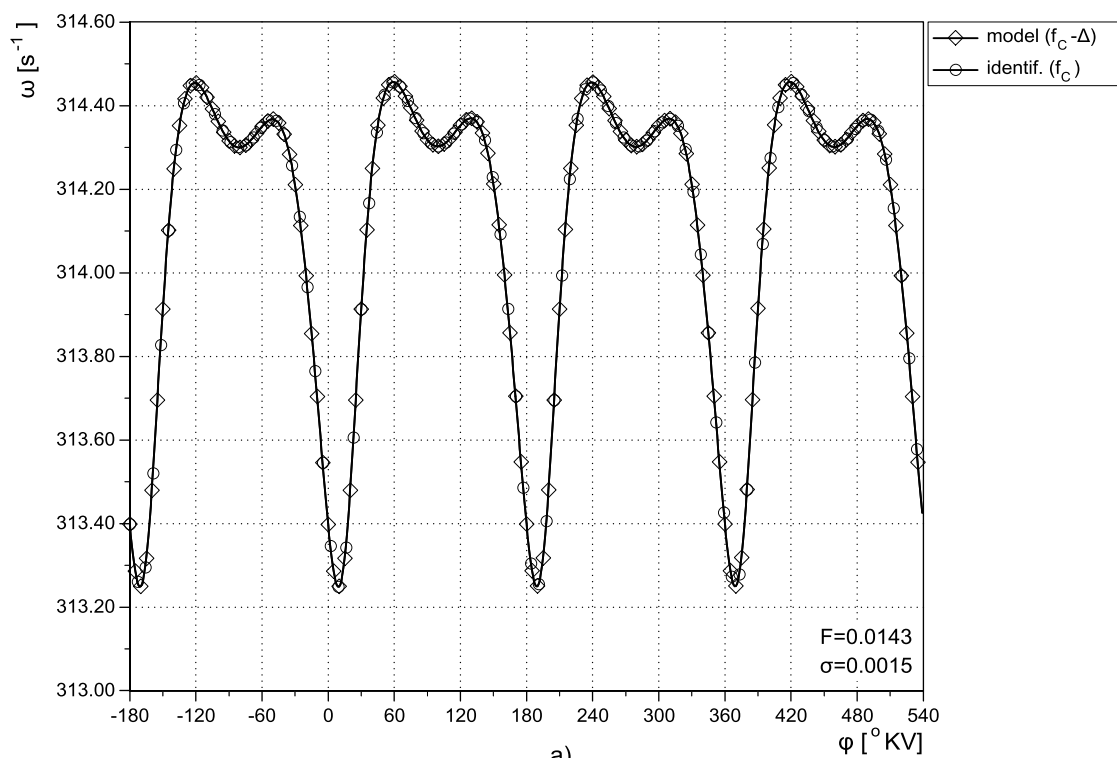
Sl. 11.32 – Uticaj smanjenja koef. trenja u ležajevima KV na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Viebeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije (b) ($n=3000$ min⁻¹, $\theta=100\%$)



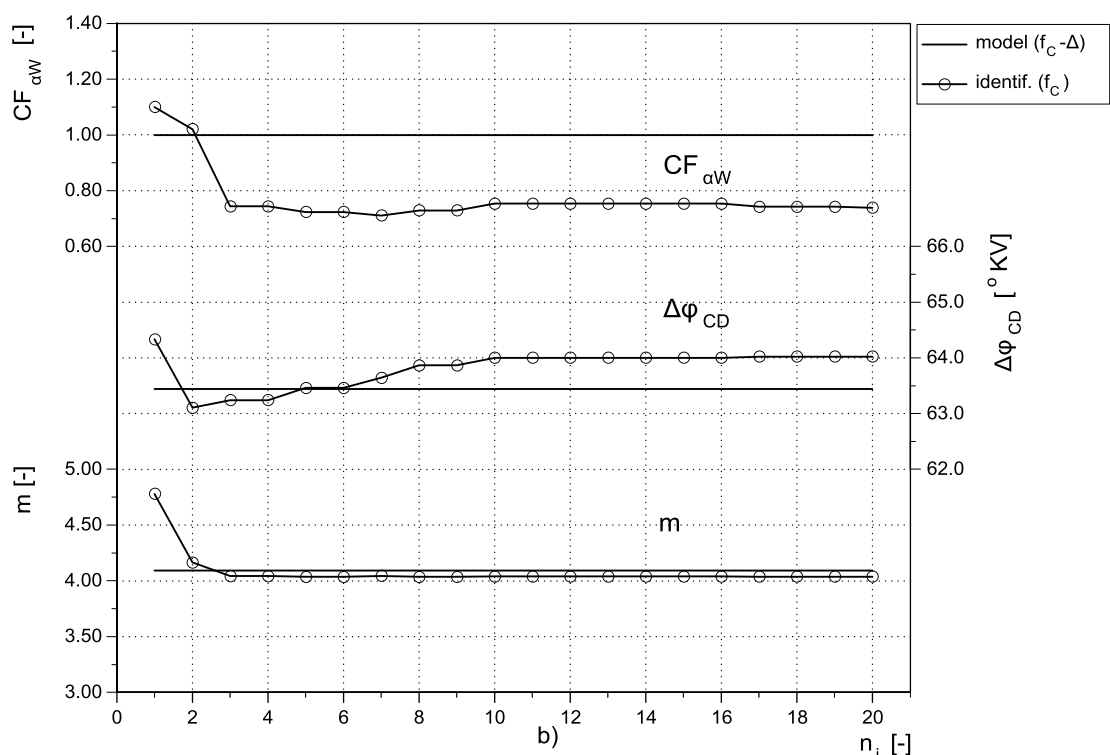
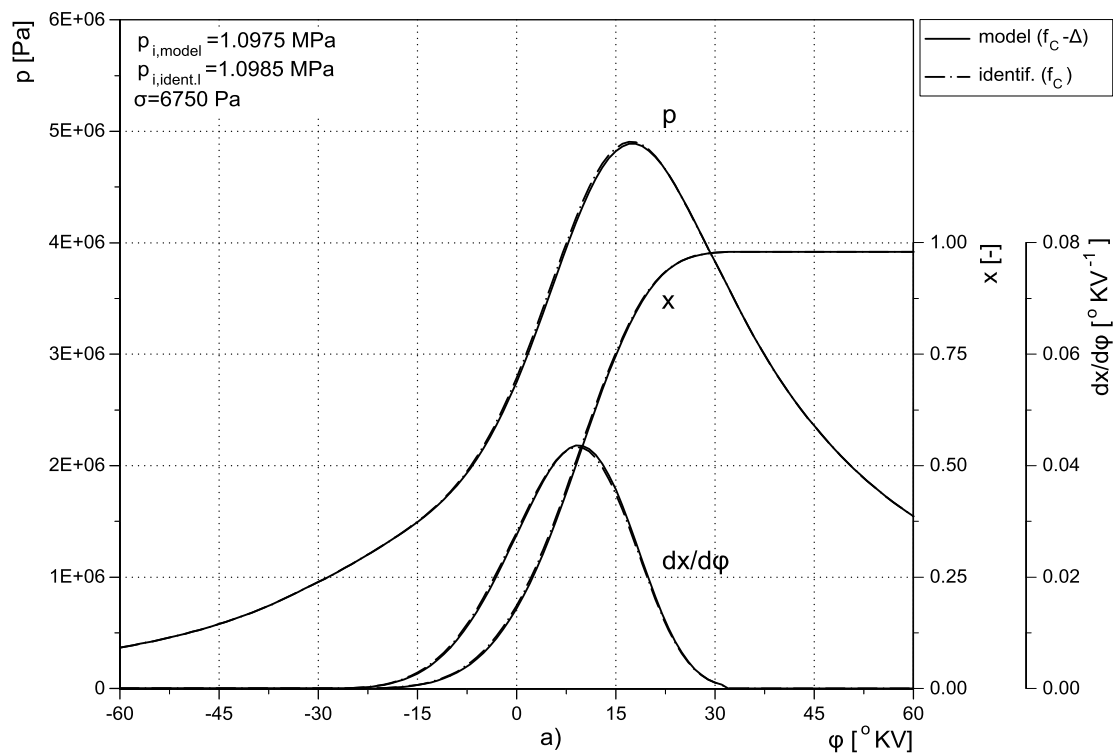
Sl. 11.33 – Uticaj povećanja coef. trenja u ležajevima KV na vrednosti i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



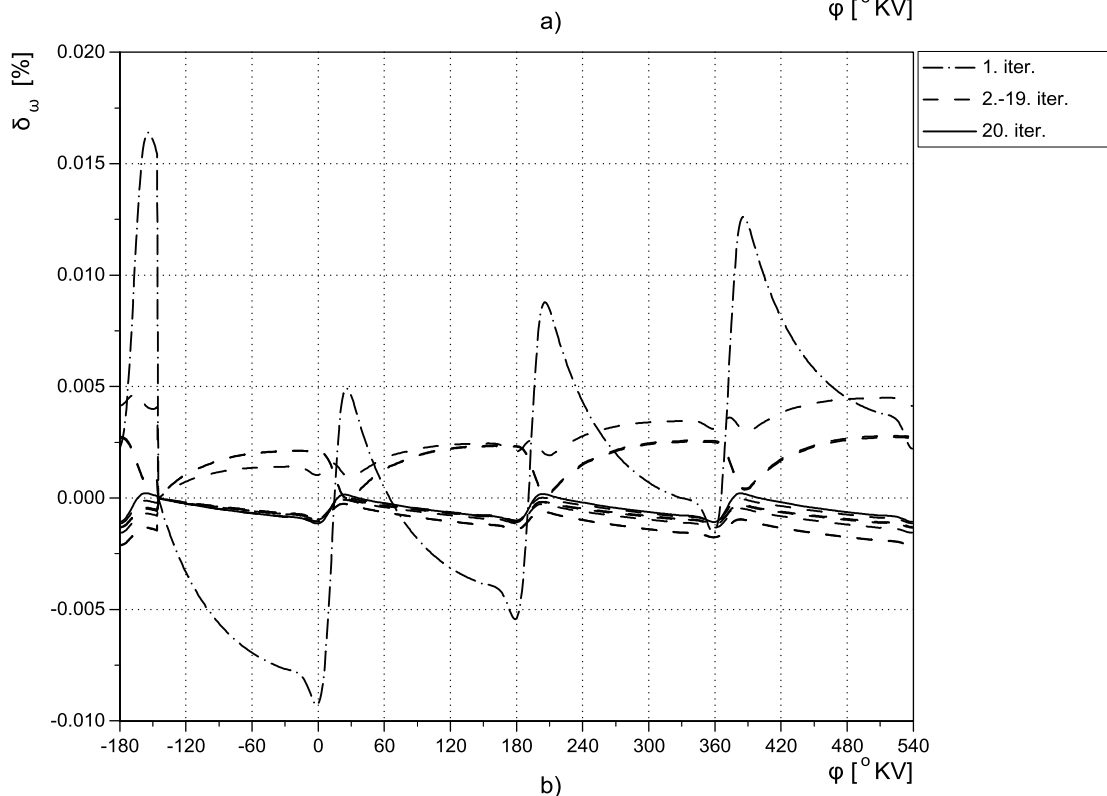
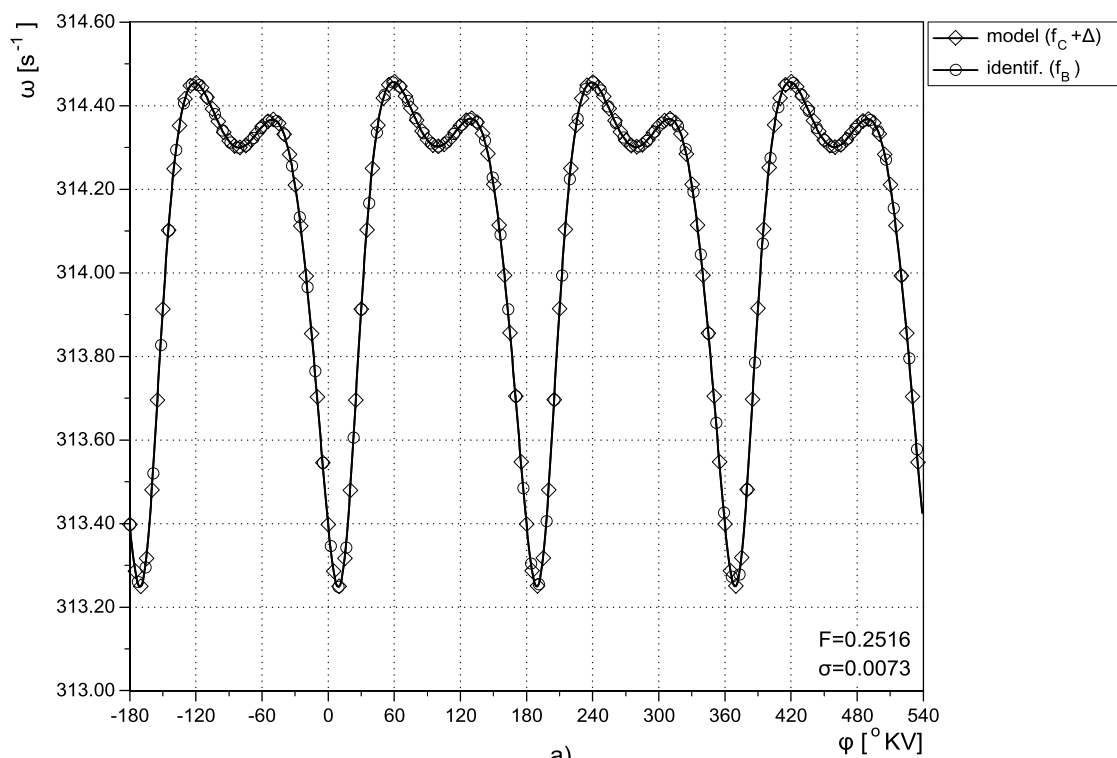
Sl. 11.34 – Uticaj povećanja koef. trenja u ležajevima KV na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



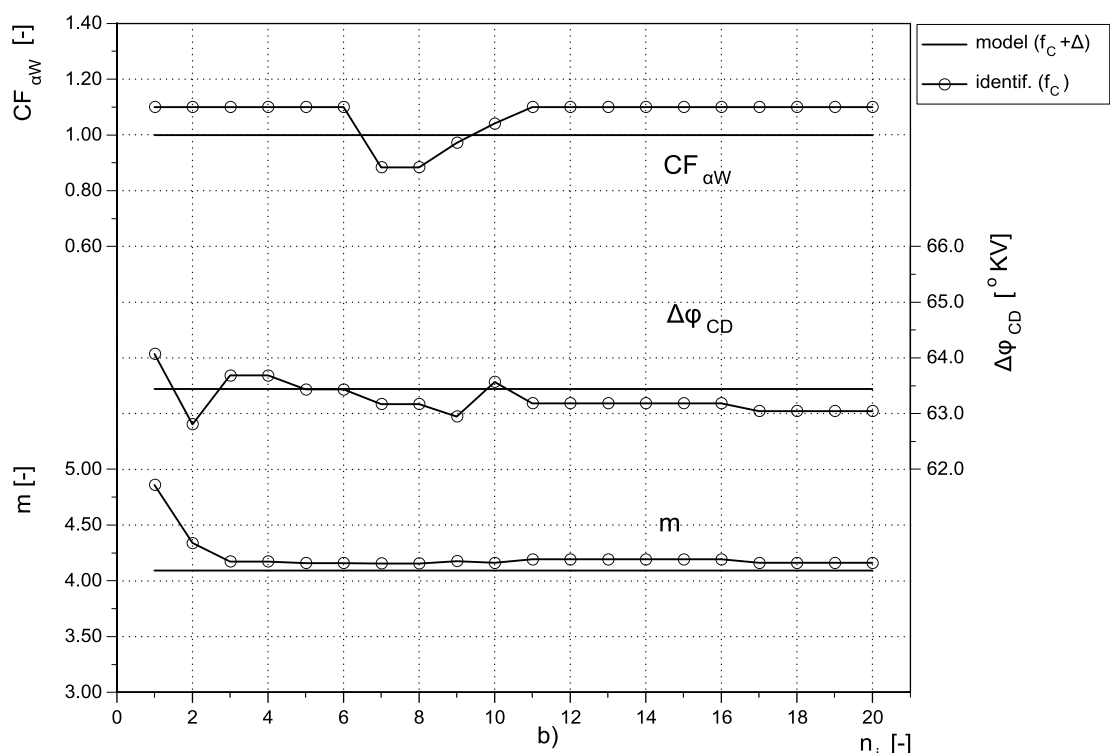
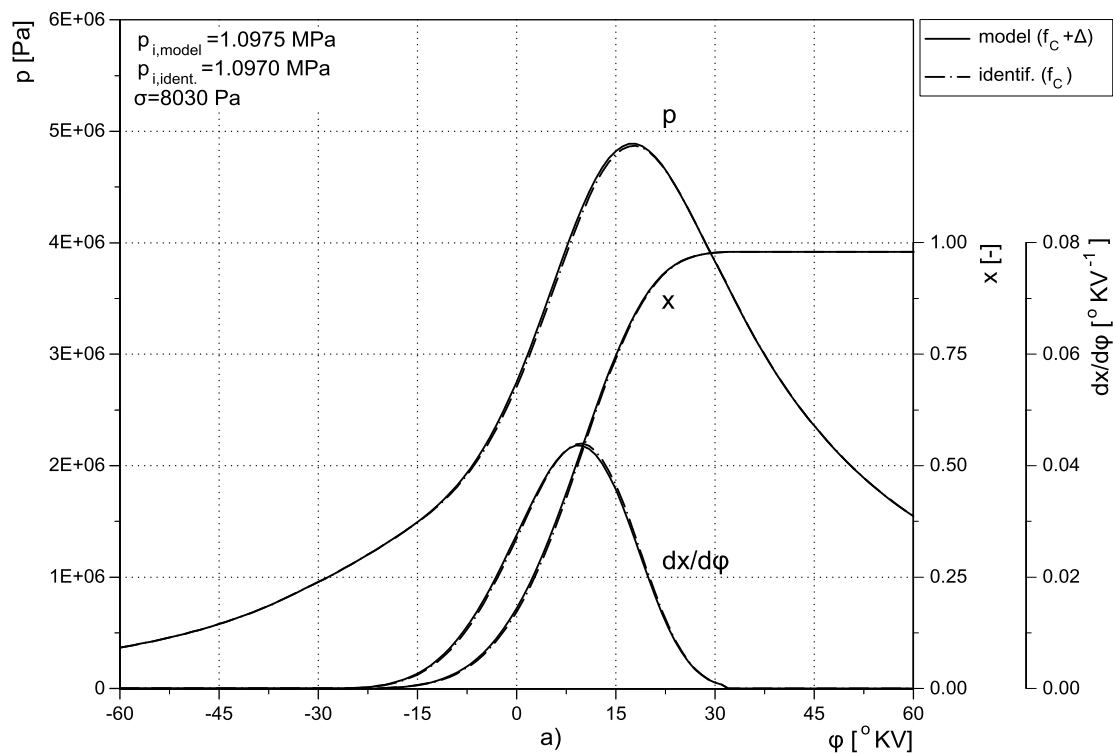
Sl. 11.35 – Uticaj smanjenja koef. trenja u kontaktu breg–podizač na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.36 – Uticaj smanjenja koef. trenja u kontaktu breg–podizač na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



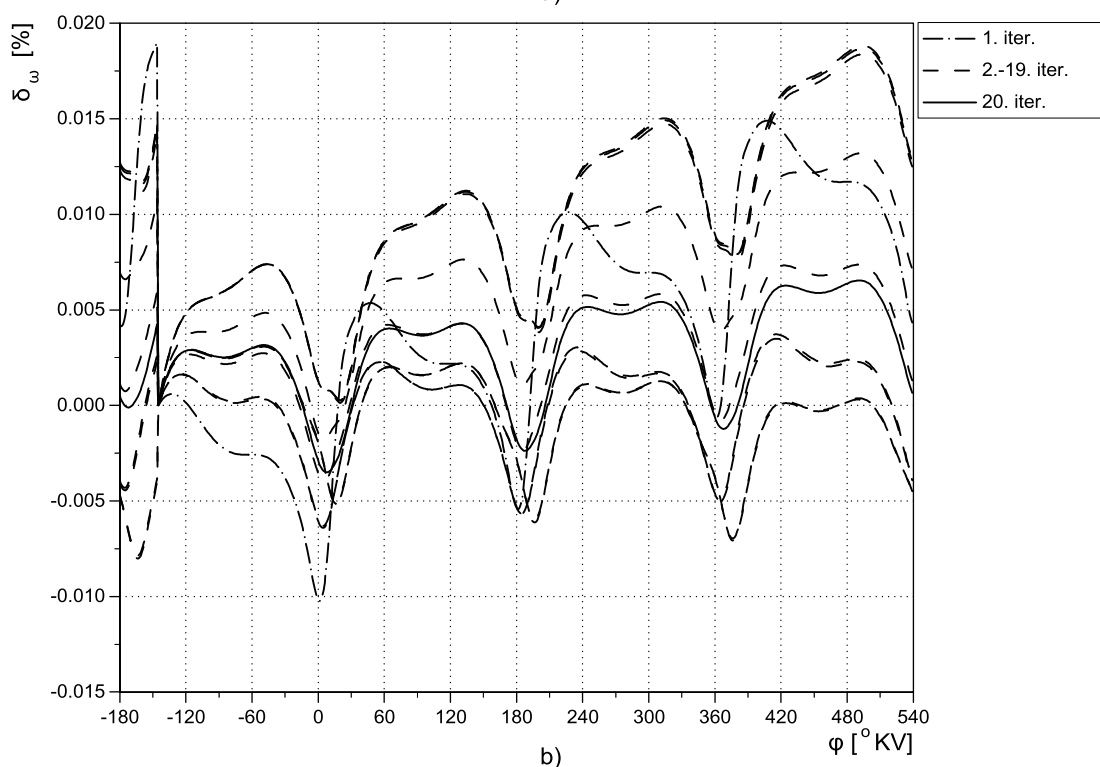
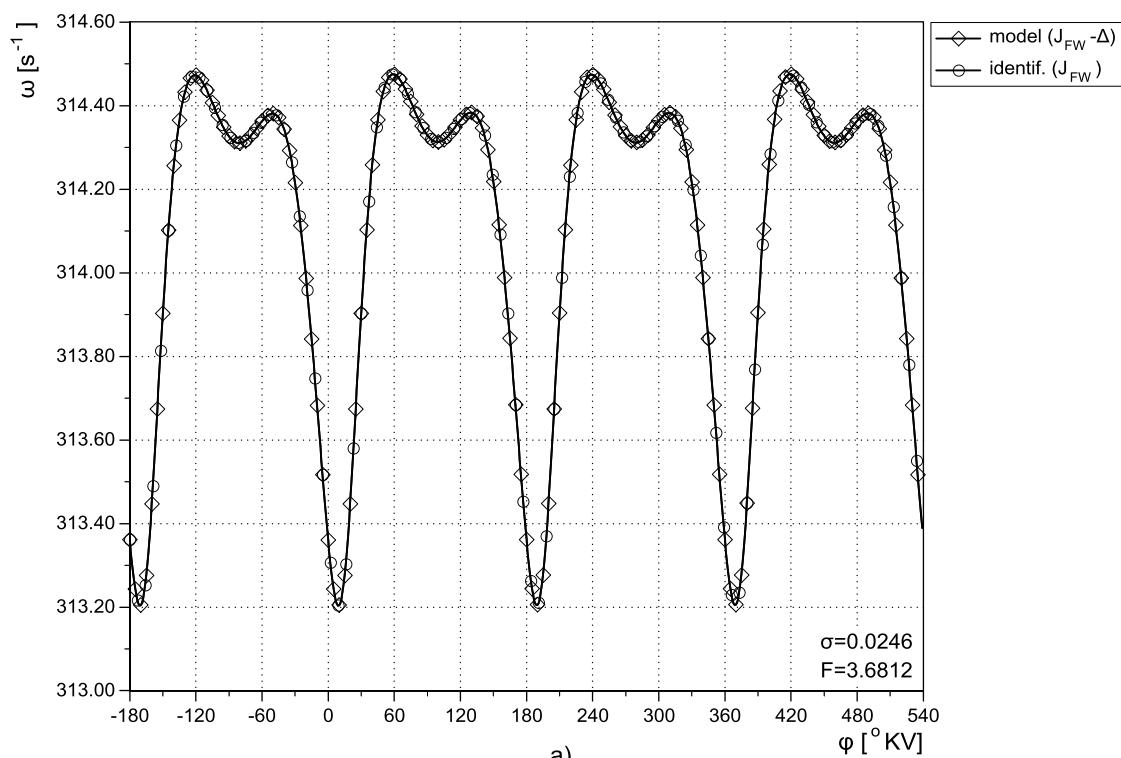
Sl. 11.37 – Uticaj povećanja koef. trenja u kontaktu breg–podizač na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



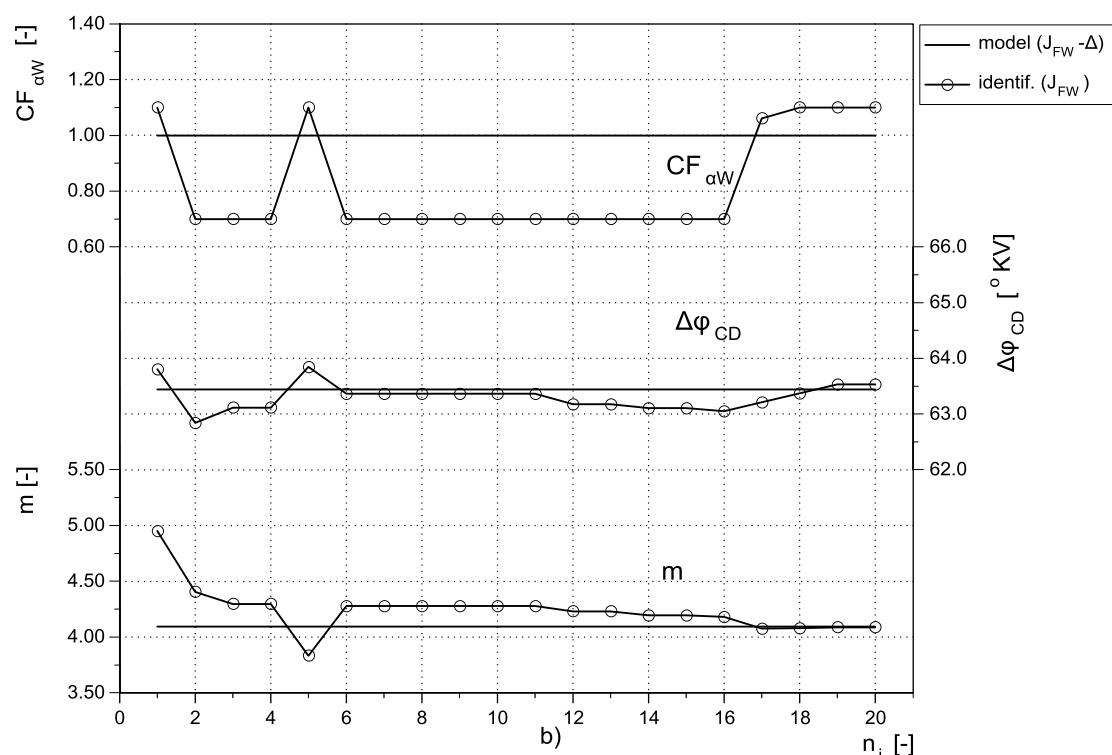
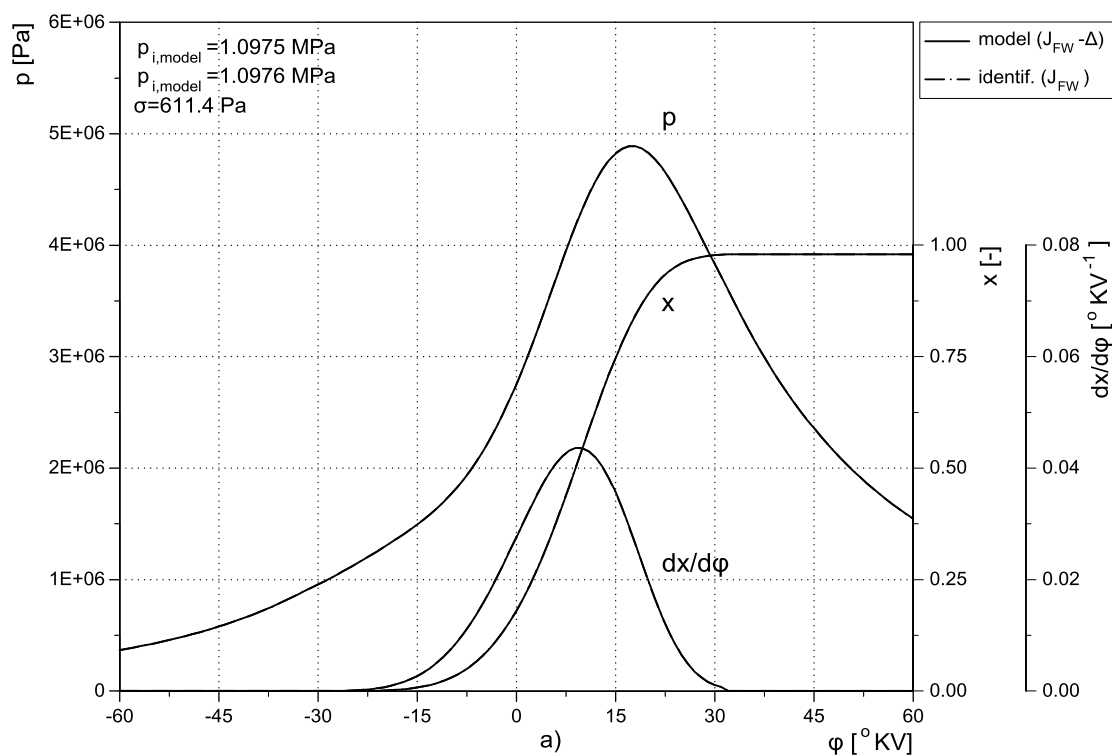
Sl. 11.38 – Uticaj povećanja koef. trenja u kontaktu breg–podizač na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije (b) ($n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

Moment inercije grupe komponenata koja vrši čisto obrtno kretanje (KV – spojničko vratilo – rotor dinamometra) načelno je poznat podatak. Naime, moment inercije kolenastog vratila se može sa dovoljnom tačnošću dobiti modeliranjem oblika ili eksperimentom, dok su za preostale dve komponente podaci najčešće dostupni iz tehničke dokumentacije. Ipak, zbog tehnoloških ograničenja odstupanja u izradi su neminovna, i ona se odražavaju i na vrednost momenta inercije. Uticaj smanjenja momenta inercije za 10% na proces identifikacije prikazan je na Sl. 11.39 i Sl. 11.40, a povećanja za 10% na Sl. 11.41 i Sl. 11.42. Tokovi identifikovane trenutne ugaone brzine i indiciranog pritiska u potpunosti prate simulirane vrednosti u oba slučaja i odstupanja se ne mogu uočiti. Relativno odstupanje trenutne ugaone brzine veće je nego u prethodno analiziranim slučajevima (oko 0,005%) i u ugaonom domenu prati tok trenutne ugaone brzine. U slučaju niže vrednosti momenta inercije, parametar oblika i trajanje sagorevanja se identifikuju u 17. i 18. iteraciji, dok je odstupanje koeficijenta prenosa toplote +8%. U slučaju povećane vrednosti momenta inercije, trajanje sagorevanja je identifikovano sa malim odstupanjem od oko 0,6 °KV, parametar oblika sa odstupanjem od oko -1,9%, a koeficijent prelaza toplote sa odstupanjem od oko 6%.

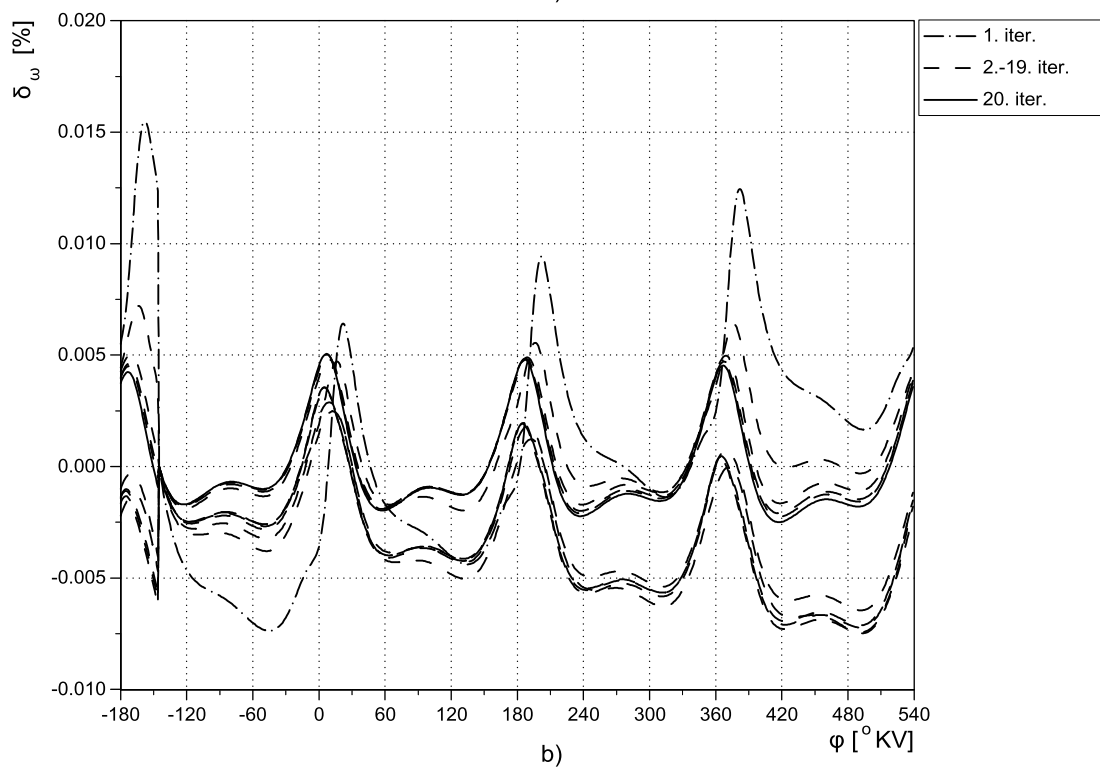
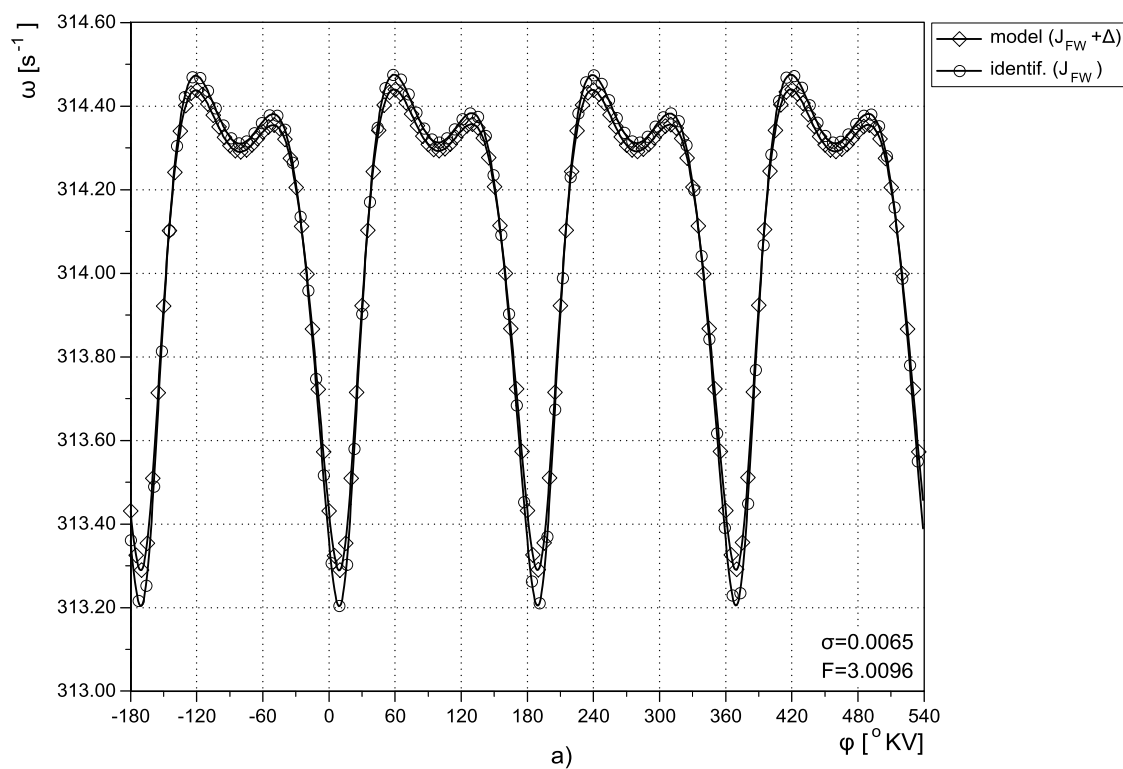
Uticaj mase klipa na tok i rezultat identifikacije parametara modela radnog procesa prikazan je na Sl. 11.43 – Sl. 11.46. U tom slučaju nije moguće razmatrati uticaj promene mase svakog klipa pojedinačno, jer se ta odstupanja kombinuju i zbirno prikazuju u ukupnom momentu inercije pokretnih delova motora. U slučaju smanjenja mase svih klipova za po 10%, odstupanje identifikovane ugaone brzine je malo i ne uočava se na dijagramskom prikazu (Sl. 11.43a), mada je funkcional greške povećan i iznosi 6,85. Parametri radnog procesa su identifikovani sa relativno malim odstupanjem i to: parametar oblika sa -1,8%, trajanje sagorevanja sa 0,45 °KV (+2,2%) a koeficijent prenosa toplote sa -2,1%, pri čemu je srednji indicirani pritisak veći za oko 0,1%. U slučaju veće mase svih klipova, takođe za po 10%, odstupanja trenutne ugaone brzine i indiciranog pritiska imaju slične vrednosti i karakter, ali je u slučaju parametara modela procesa odstupanje značajnije. Parametar oblika identifikovan je sa odstupanjem od oko 4,7%, a koeficijent prenosa toplote sa odstupanjem od čak -33%. Odstupanje trajanja sagorevanja je malo i, kao i u većini prethodnih slučajeva, nije veće od 1 °KV (konkretno 0,7 °KV).



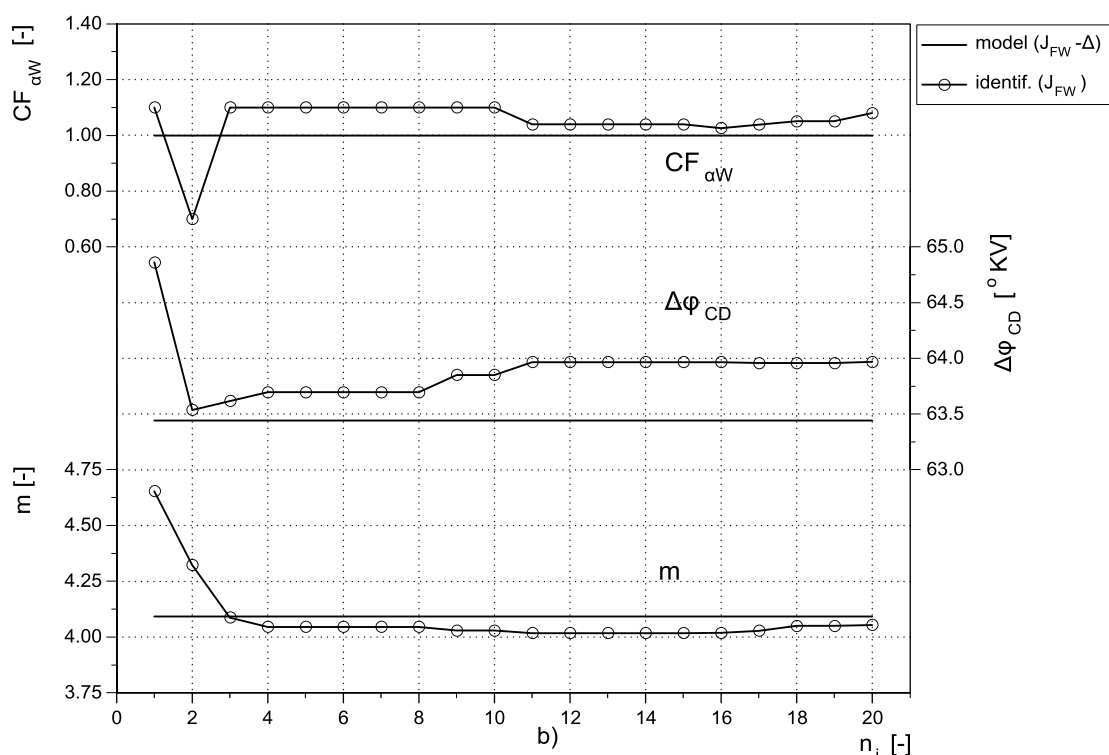
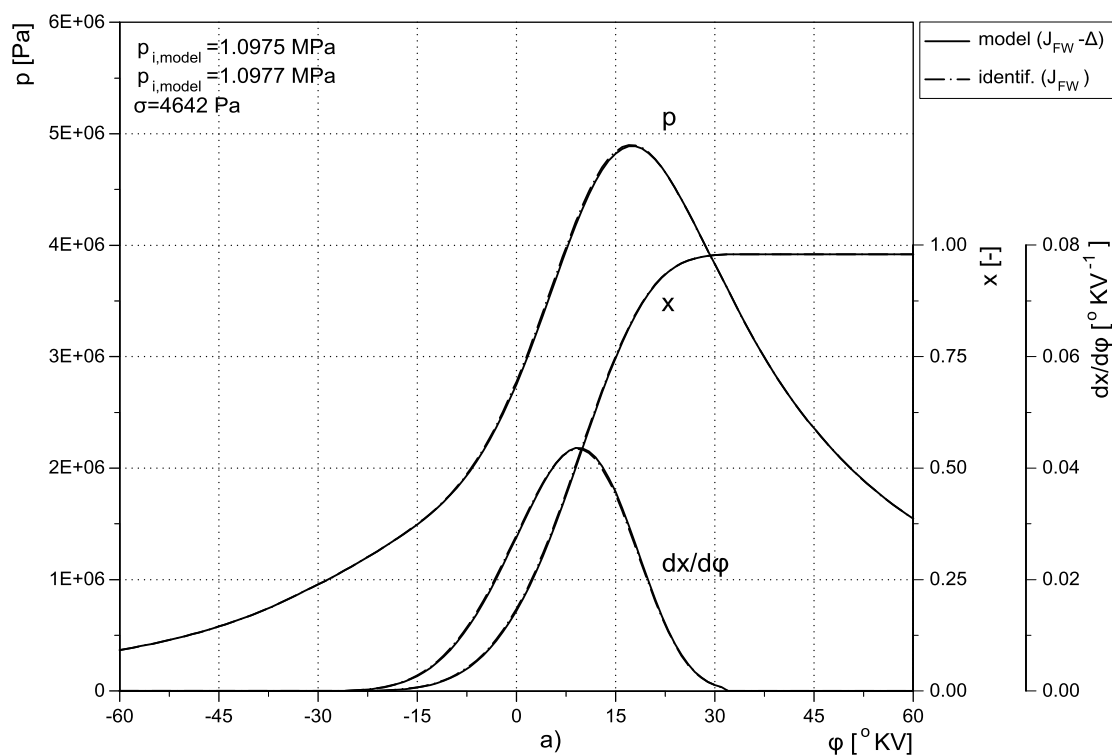
Sl. 11.39 – Uticaj smanjenja momenta inercije grupe KV–vratilo–dinamometar na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



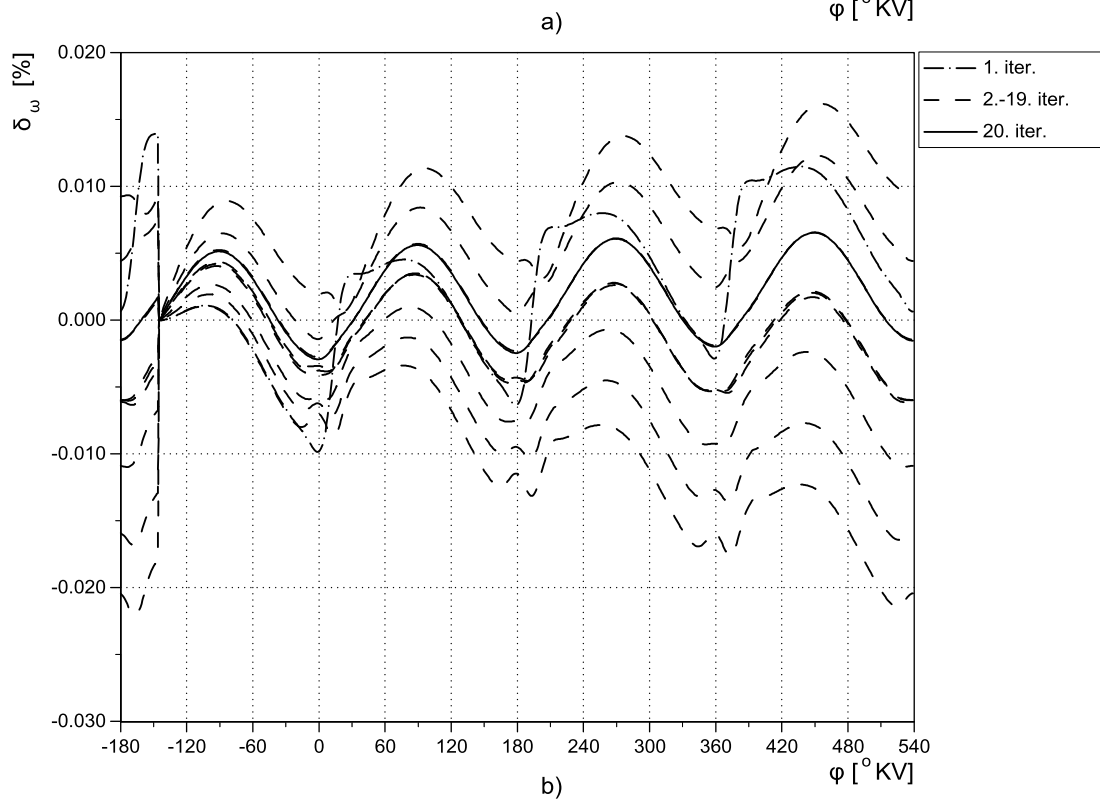
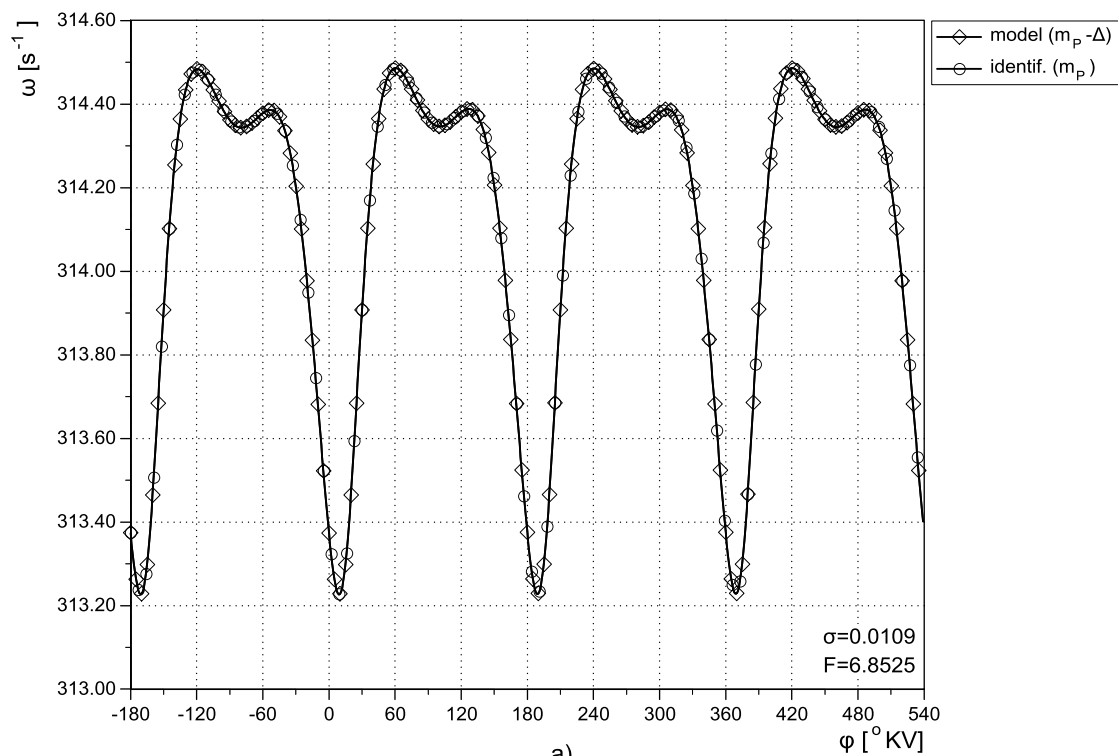
Sl. 11.40 – Uticaj smanjenja momenta inercije grupe KV–vratilo–dinamometar na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) (radni režim $n=3000$ min⁻¹, $\theta=100\%$)



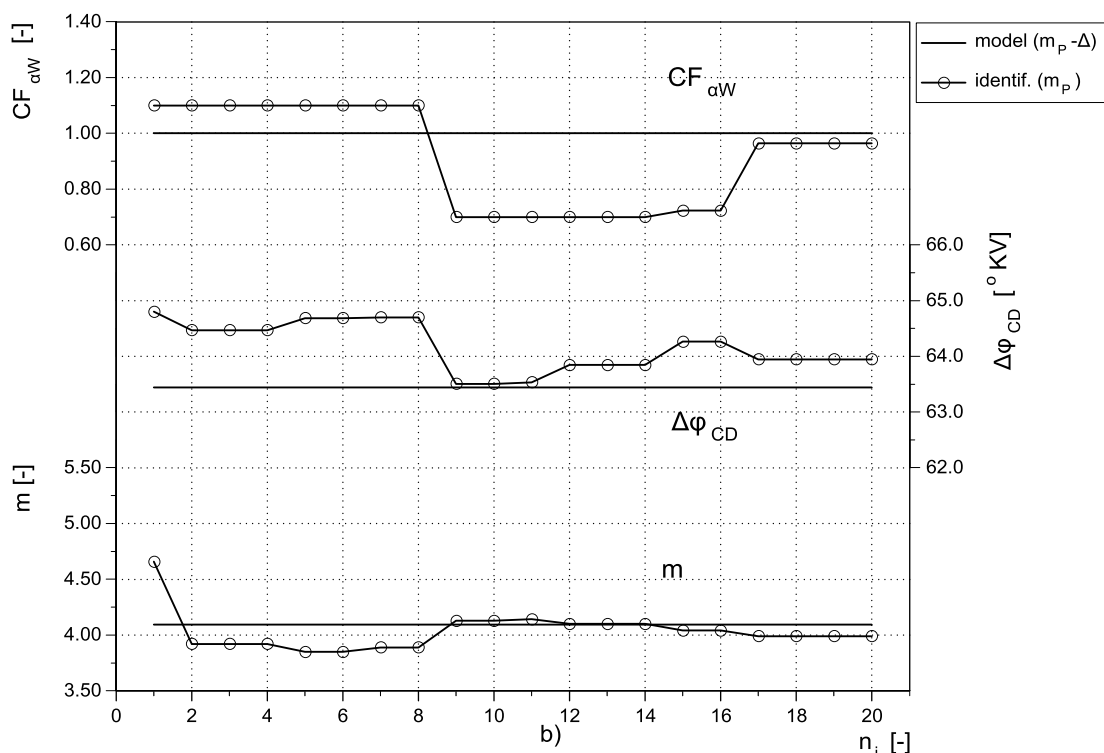
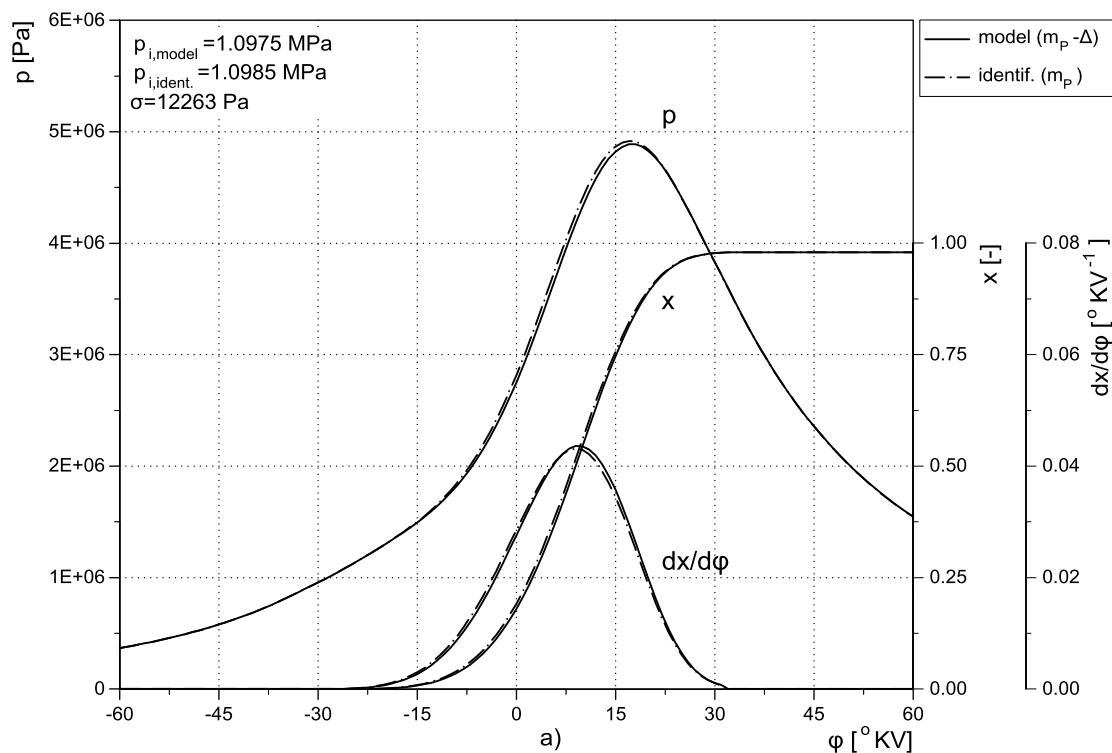
Sl. 11.41 – Uticaj povećanja momenta inercije grupe KV–vratilo–dinamometar na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



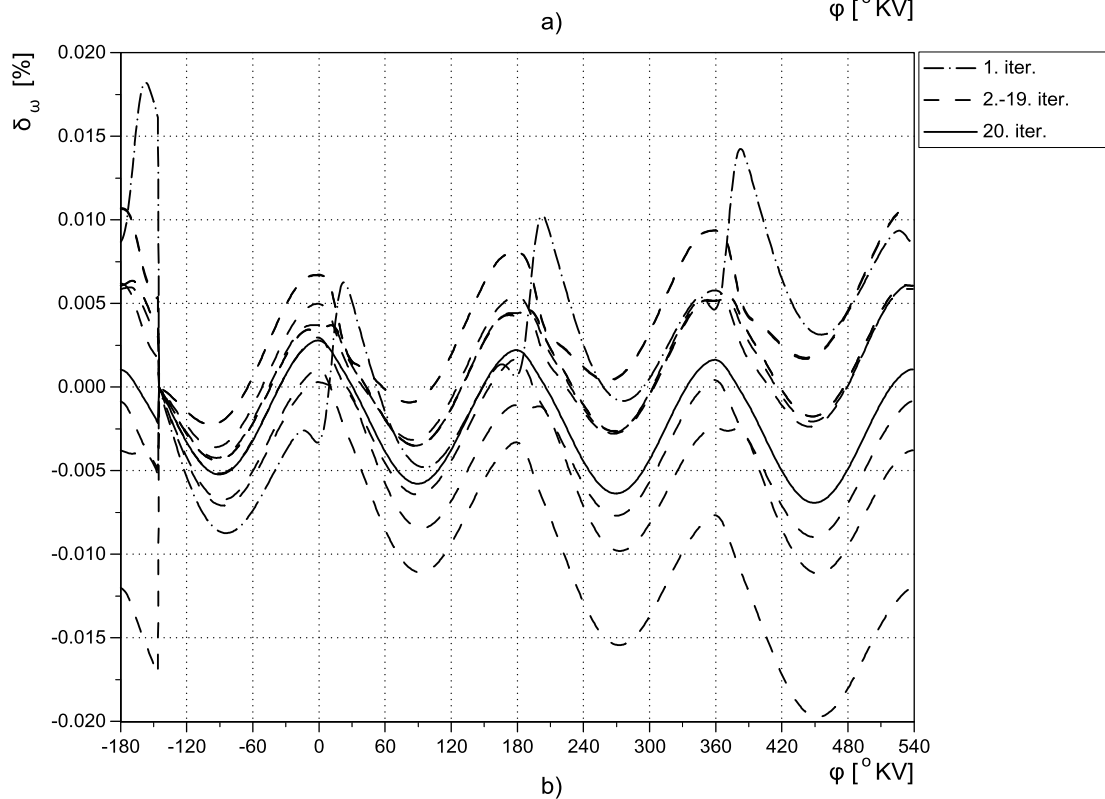
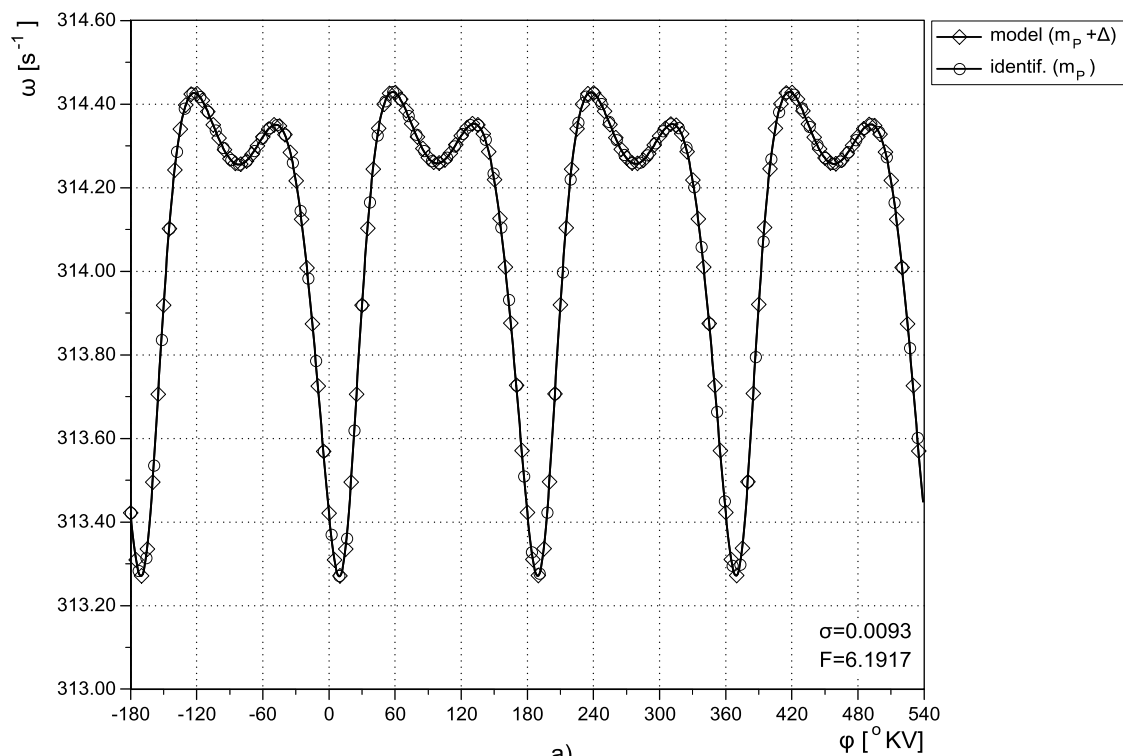
Sl. 11.42 – Uticaj povećanja momenta inercije grupe KV–vratilo–dinamometar na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalog toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korkcije coef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) (radni režim $n=3000$ min⁻¹, $\theta=100\%$)



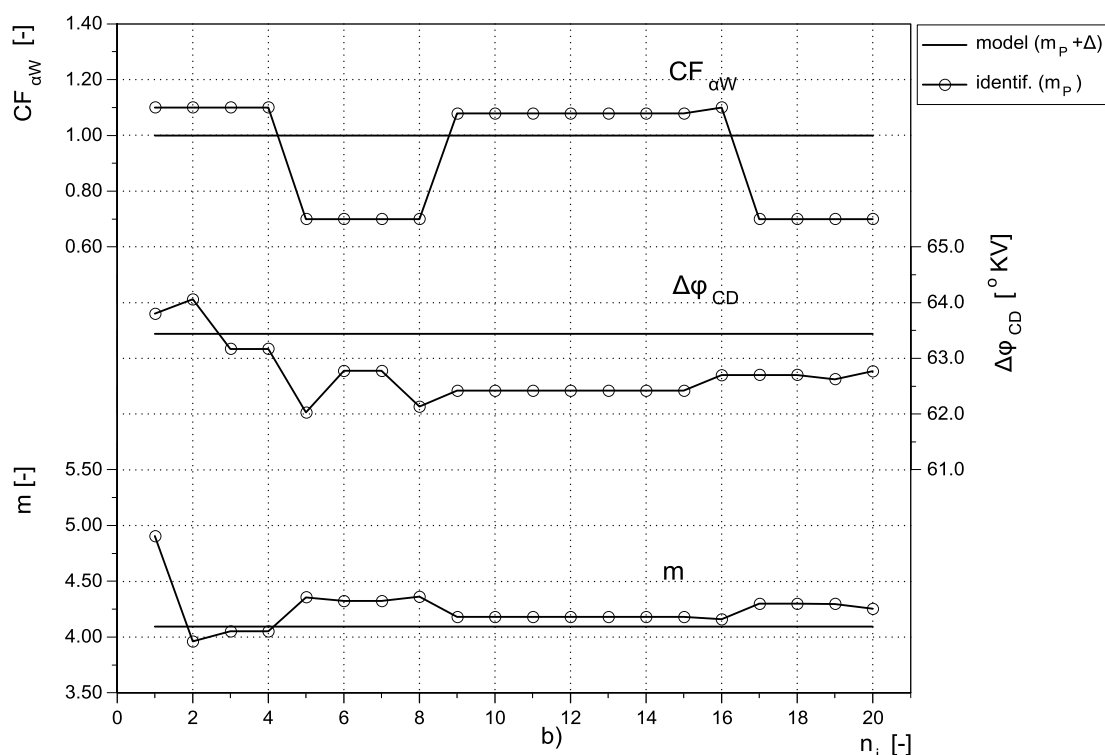
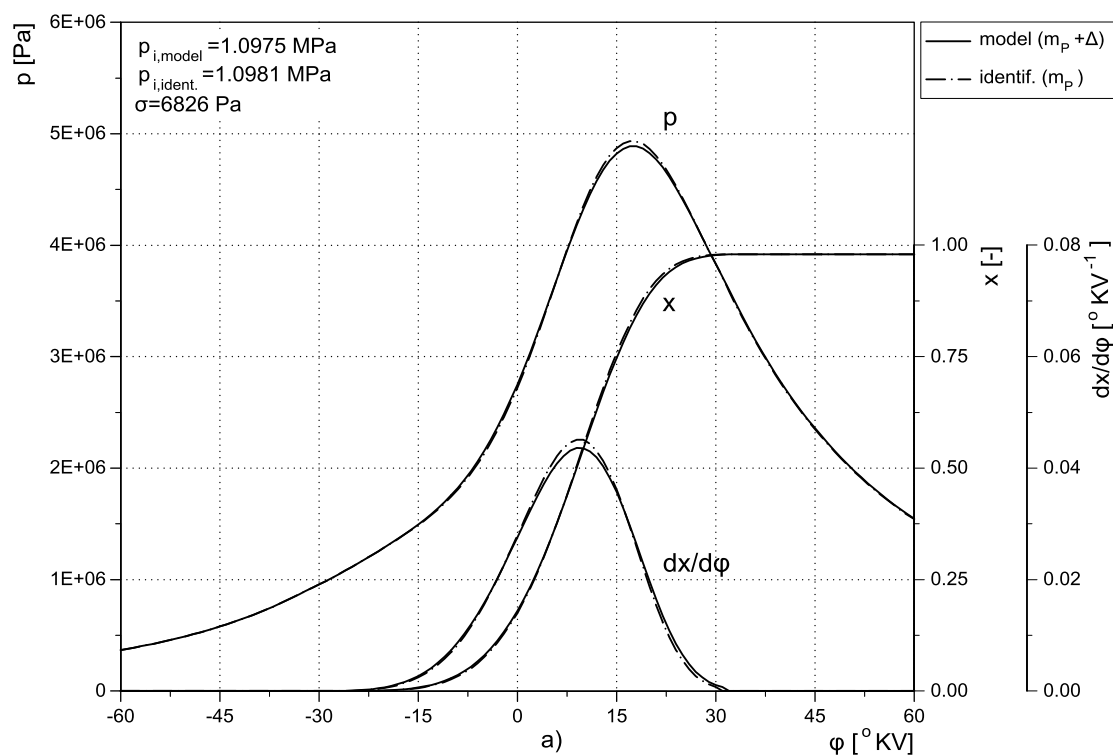
Sl. 11.43 – Uticaj smanjenja mase klipa na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



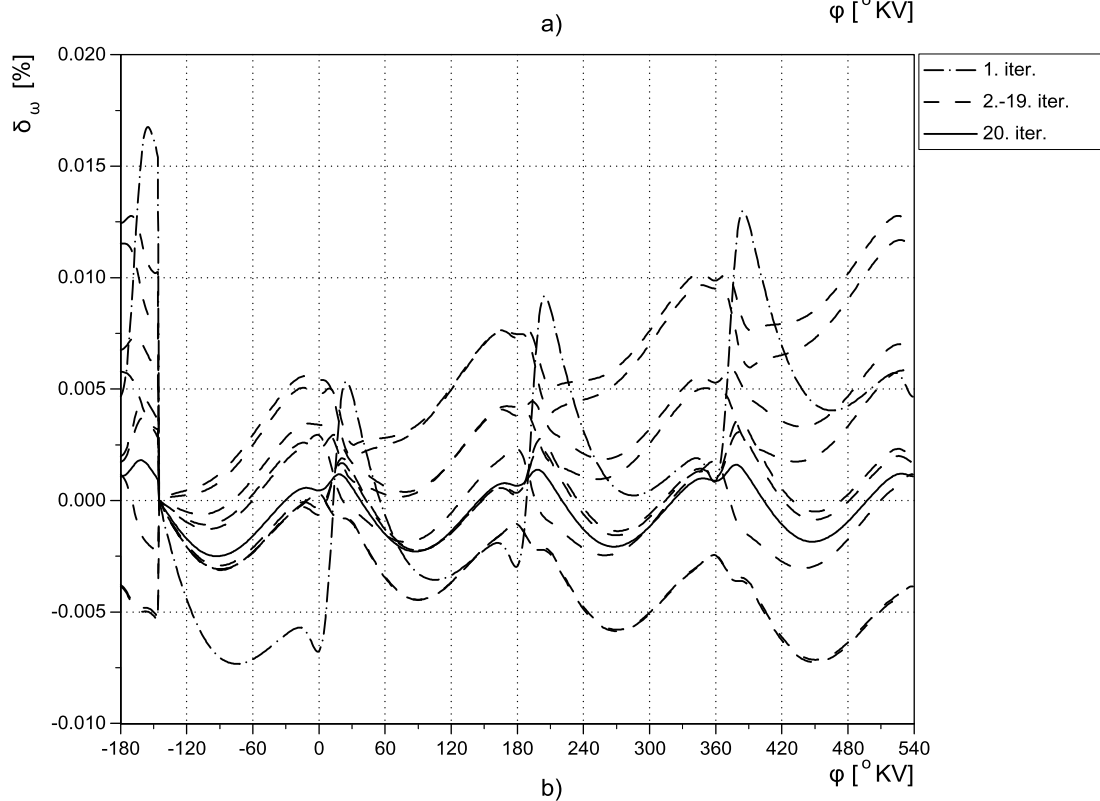
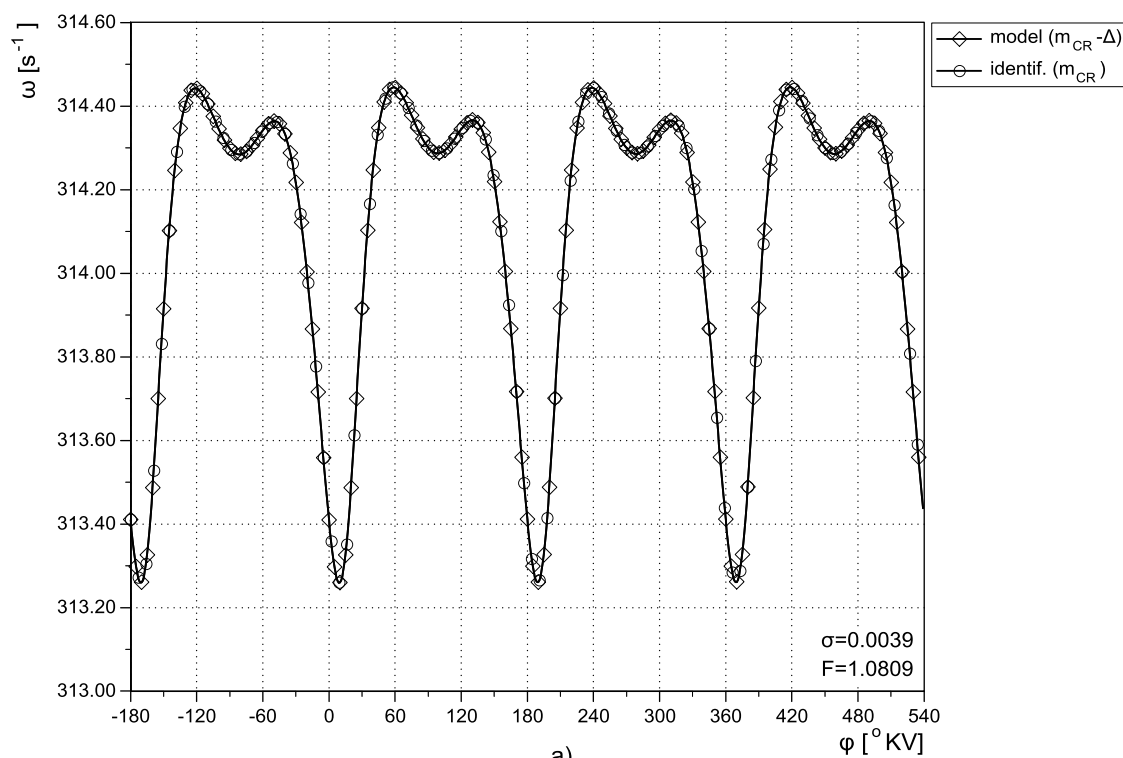
Sl. 11.44 – Uticaj smanjenja mase klipa na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije coef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) (radni režim $n=3000$ min⁻¹, $\theta=100\%$)



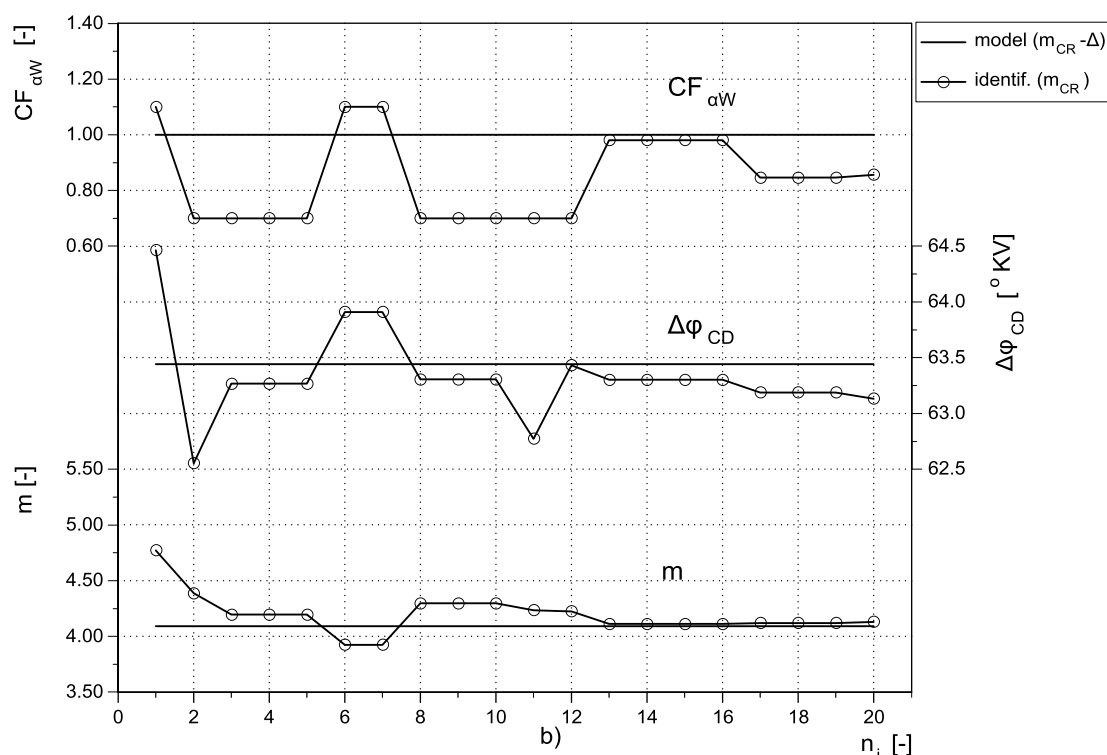
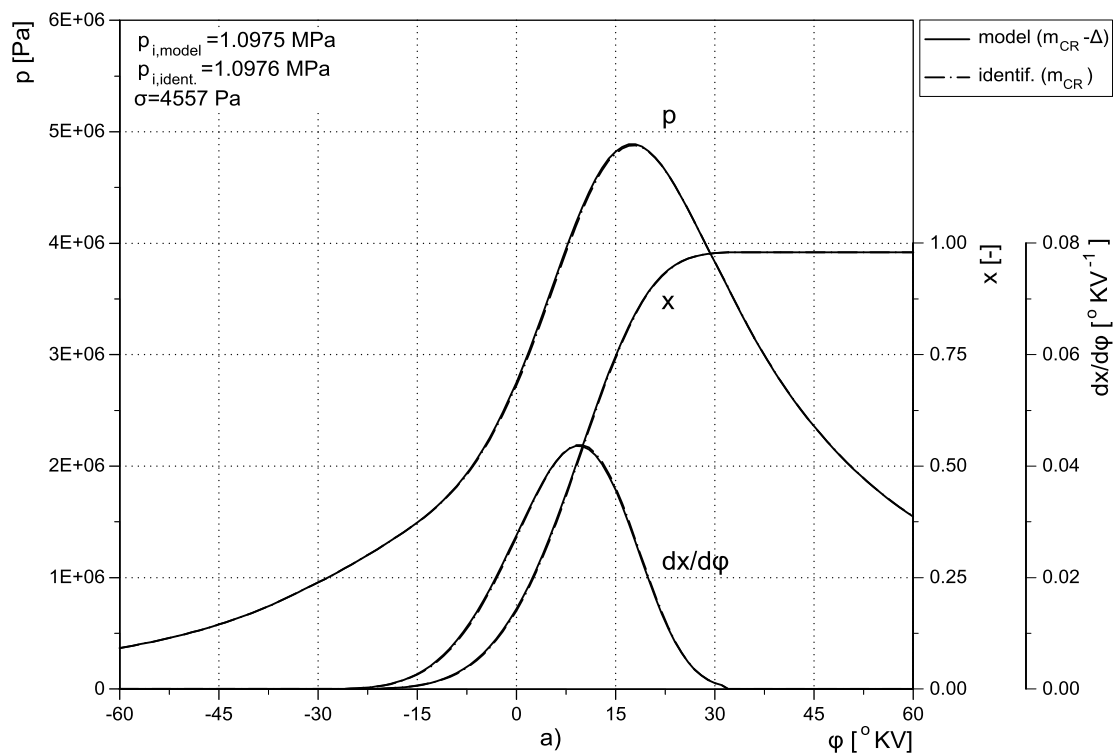
Sl. 11.45 – Uticaj povećanja mase klipa na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok rel. odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



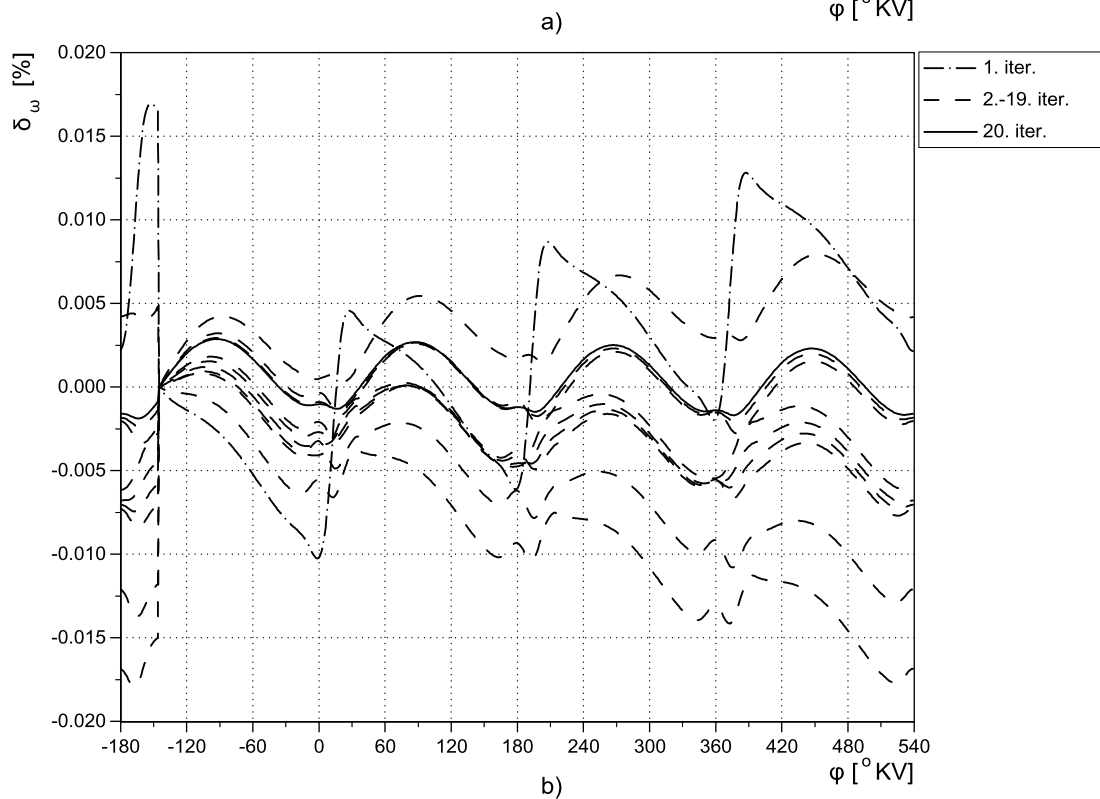
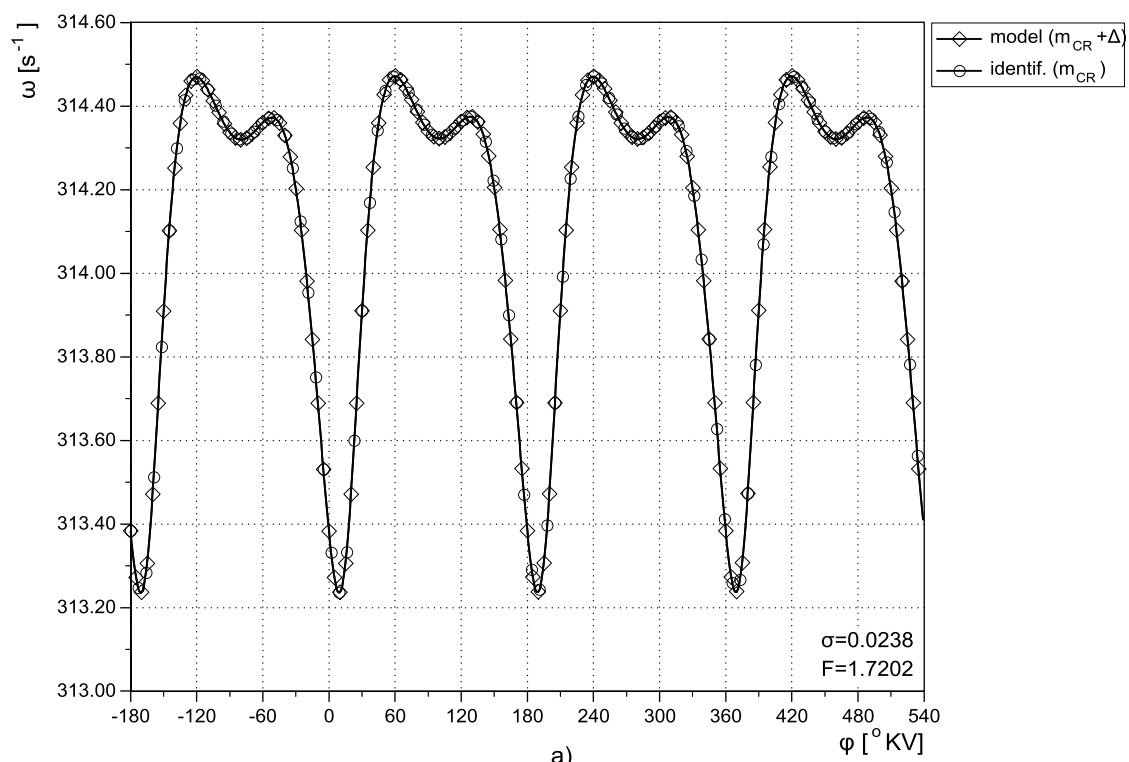
Sl. 11.46 – Uticaj povećanja mase klipa na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije (b) (radni režim $n=3000$ min⁻¹, $\theta=100\%$)



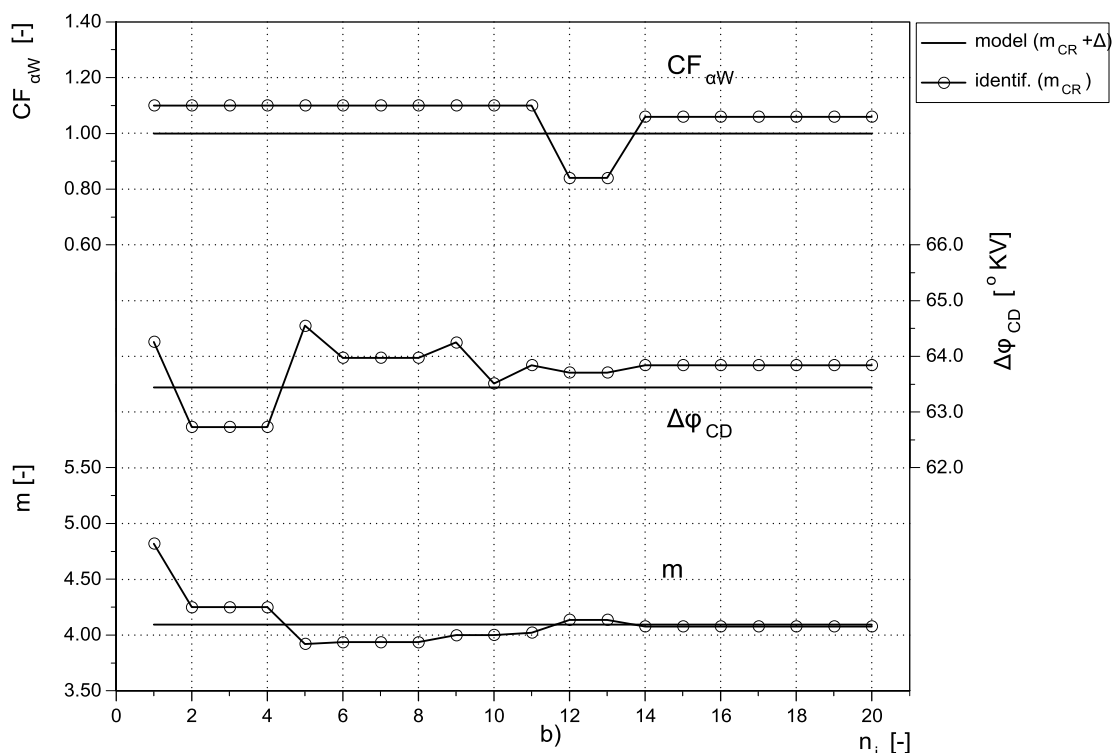
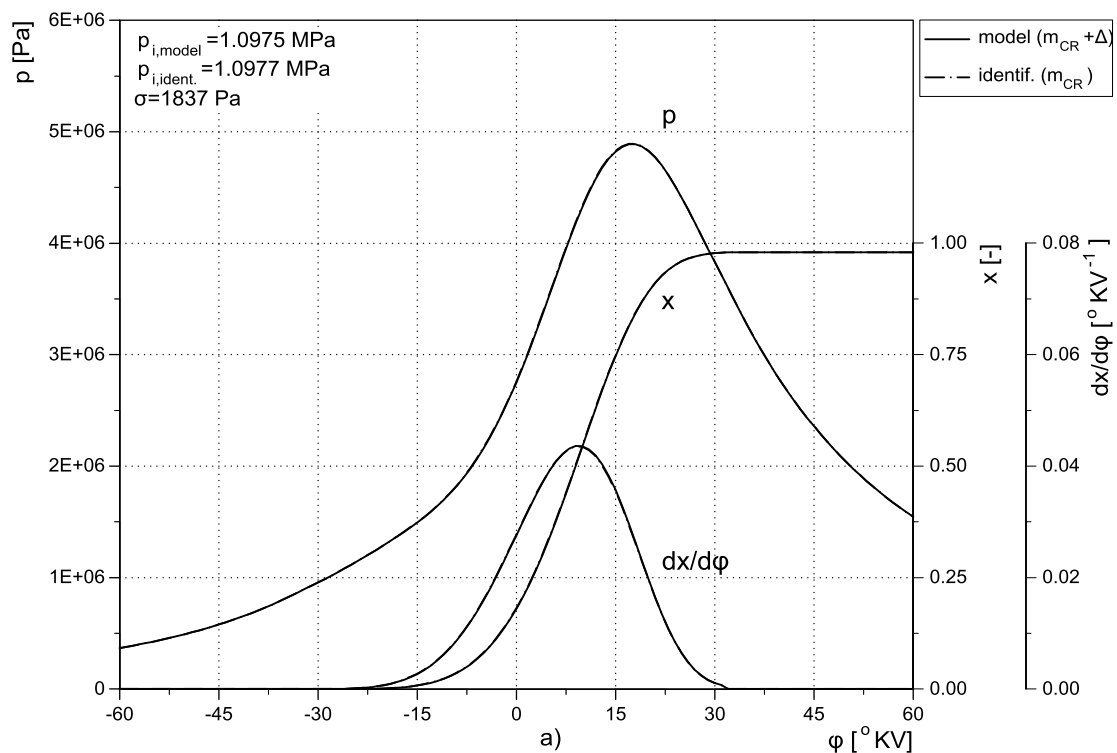
Sl. 11.47 – Uticaj smanjenja mase klipnjače na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.48 – Uticaj smanjenja mase klipnjače na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije koef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.49 – Uticaj povećanja mase klipnjače na vrednost i tok identifikovane trenutne ugaone brzine (a) i tok relativnog odstupanja trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije (b) (radni režim $n=3000 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)



Sl. 11.50 – Uticaj povećanja mase klipnjače na rezultat identifikacije parametara matematičkog modela radnog procesa: tok modeliranog i identifikovanog pritiska, integralnog i diferencijalogi toka sagorevanja (a) i promena parametra oblika Vibeove funkcije, trajanja sagorevanja i korekcije coef. prenosa toplote tokom identifikacije(b) (radni režim $n=3000$ min⁻¹, $\theta=100\%$)

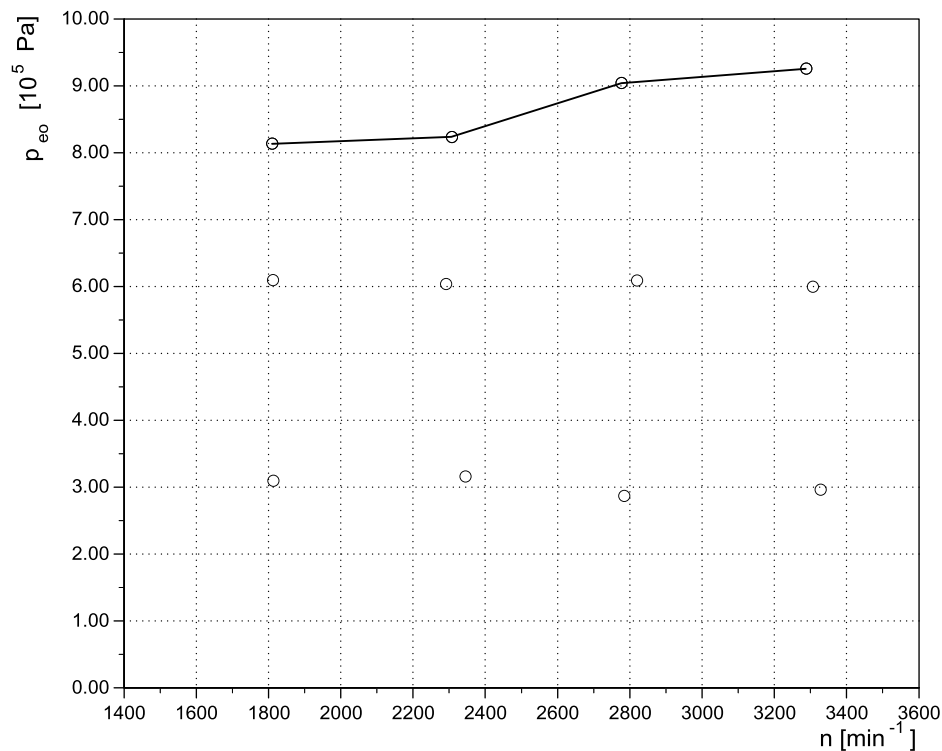
Uticaj mase klipnjače, kao i klipova, nije moguće pratiti pojedinačno, pa će i u ovom slučaju biti primenjen isti postupak. Uticaj negativnog odstupanja mase svake klipnjače od po 10%, prikazan je na Sl. 11.47 i Sl. 11.48. Odstupanje trenutne ugaone brzine se ne uočava (funkcional greške je 1,72, a relativno odstupanje maksimalno 0,002% za poslednju iteraciju). Identifikovani srednji indicirani pritisak odstupa manje od 0,01% u odnosu na referentni slučaj dobijen simulacijom. Parametar oblika odstupa manje od 0,5%, trajanje sagorevanja oko 0,3 °KV (0,47%), ali je odstupanje identifikovane vrednosti koeficijenta prenosa toplote veliko i iznosi -18%. U slučaju kada je odstupanje masa klipnjača pozitivno (Sl. 11.49 i Sl. 11.50), takođe za po 10%, identifikovana ugaona brzina i indicirani pritisak, kao i u prethodnom slučaju, imaju izuzetno mala odstupanja. Parametar oblika je identifikovan u 14. iteraciji, odstupanje trajanja sagorevanja je malo i iznosi oko 0,4 °KV, a odstupanje koeficijenta prenosa toplote je oko 7%.

11.7 Rezultati identifikacije parametara matematičkog modela na osnovu izmerenih signala trenutne ugaone brzine

Razvijeni modeli i postupci provereni su na ograničenom broju radnih režima za koje su snimljeni eksperimentalni podaci. Radni režimi su prikazani na slici Sl. 11.51. Na svakom diskretnom režimu, pored osnovnih radnih parametara (10. poglavlje), simultano je indiciran pritisak u 2. cilindru i merena trenutna ugaona brzina u ugaonom domenu na 50 uzastopnih ciklusa. Na Sl. 11.52 prikazani su rezultati obrade eksperimentalnih signala indiciranja pritiska za pojedinačne cikluse metodom prikazanom u 9. poglavlju. Tokovi pritiska (a), integralnog (b) i diferencijalnog toka oslobađanja toplote (c) u ugaonom domenu za svaki pojedinačni ciklus (radni režim $n=1810 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$) prikazani su kako bi se ilustrovala mera rasipanja rezultata usled ciklusnih varijacija.

Rezultati identifikacije parametara Vibeove funkcije za pojedinačne radne cikluse snimljene i obrađene za isti diskretan radni režim prikazani su na Sl. 11.53. Uočava se da su srednja kvadratna odstupanja dužine sagorevanja $\Delta\varphi_{DOC}$ u odnosu na referentnu vrednost dobijenu za srednji ciklus (52,01 °KV) oko 2 °KV, dok je odstupanje parametra oblika m oko $\pm 0,35$.

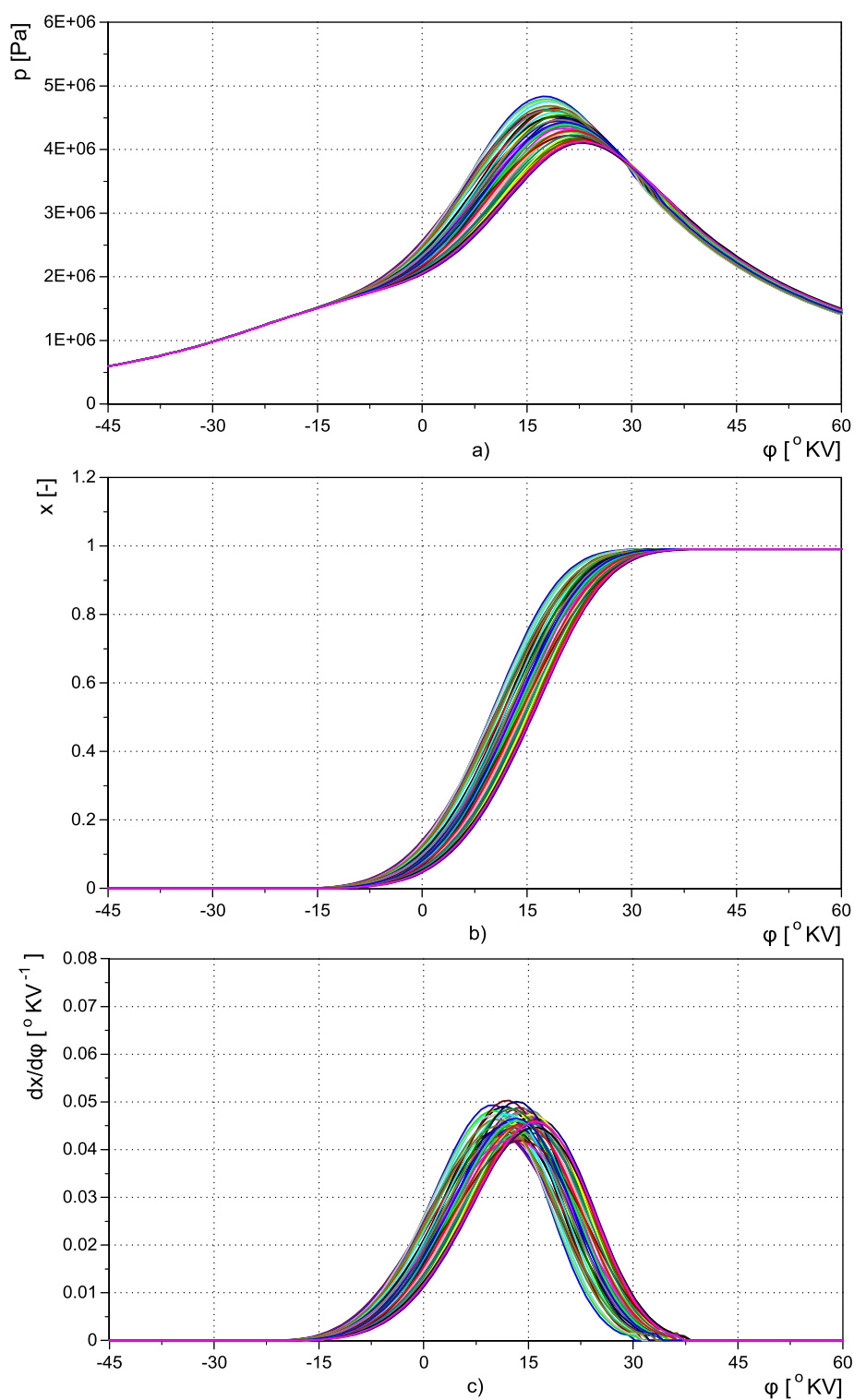
Trenutna ugaona brzina za tri diskretna režima (cca. 1810 min^{-1} , diskretni radni režimi 1, 2 i 3) prikazana je na Sl. 11.54 a). Za svaki od tri diskretna režima prikazane



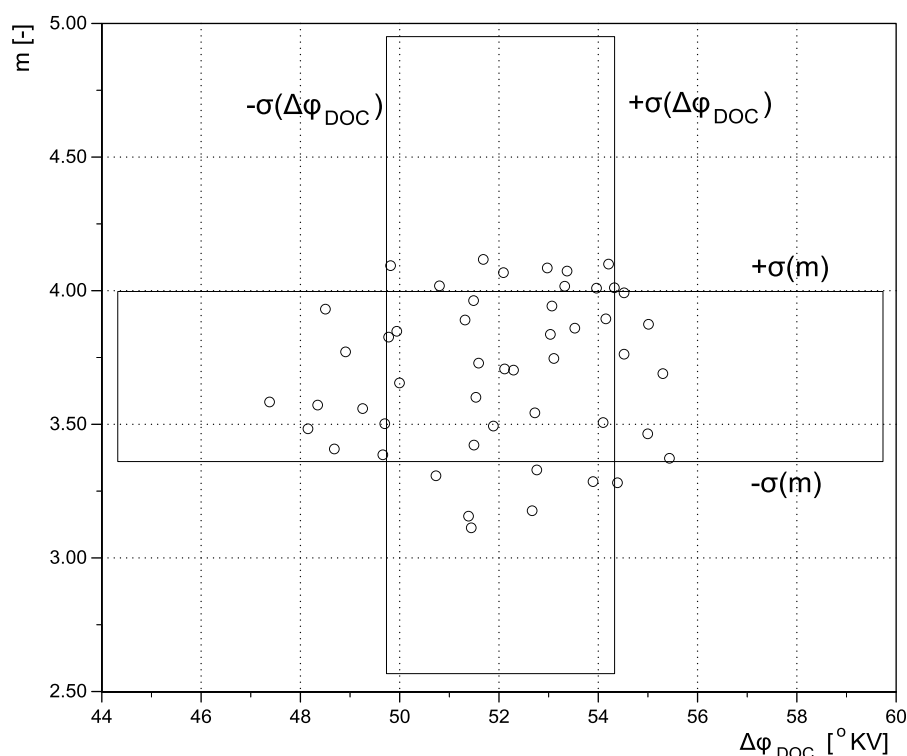
Sl. 11.51 – Prikaz radnih režima motora za koje je izvršena verifikacija postupka identifikacije parametara modela

su po tri krive – srednji ciklus dobijen filtriranjem i osrednjavanjem po uglu KV na 50 uzastopnih ciklusa bez korekcije uticaja geometrijskih odstupanja (F), srednji ciklus sa uključenom korekcijom geometrijskih odstupanja (F+K) i srednji ciklus sa korekcijom i naknadnim procesiranjem (glačanjem) primenom kubnog aproksimacionog splajna (F+K+AS). Naknadno procesiranje primenom kubnog aproksimacionog splajna primenjeno je kao i u slučaju signala indiciranog pritiska kako bi se smanjio uticaj šuma pri numeričkom diferenciranju tokom minimizacije funkcionala greške metodom Levenberg–Markvt.

Efekat koji je analiziran u odeljcima 11.4 i 11.5, a koji se odnosi na geometrijska odstupanja inkrementalnog diska (radijalno bacanje zamajca), jasno je uočljiv i u eksperimentalnim podacima. Primenom korekcije taj efekat se kompenzuje vrlo uspešno, i jasno se može uočiti ujednačen doprinos svih cilindara motora. Talasast karakter, posebno u zoni koja pripada fazama sabijanja i ekspanzije, međutim, jasno je uočljiv i posledica je superponiranog dejstva šuma (spregnuti uticaji neravnomernosti koraka zupčanika i konačne rezolucije vremenskog brojača) i elastičnosti motorskog sistema. Naknadnim procesiranjem signala primenom kubnog aproksimacionog splajna,

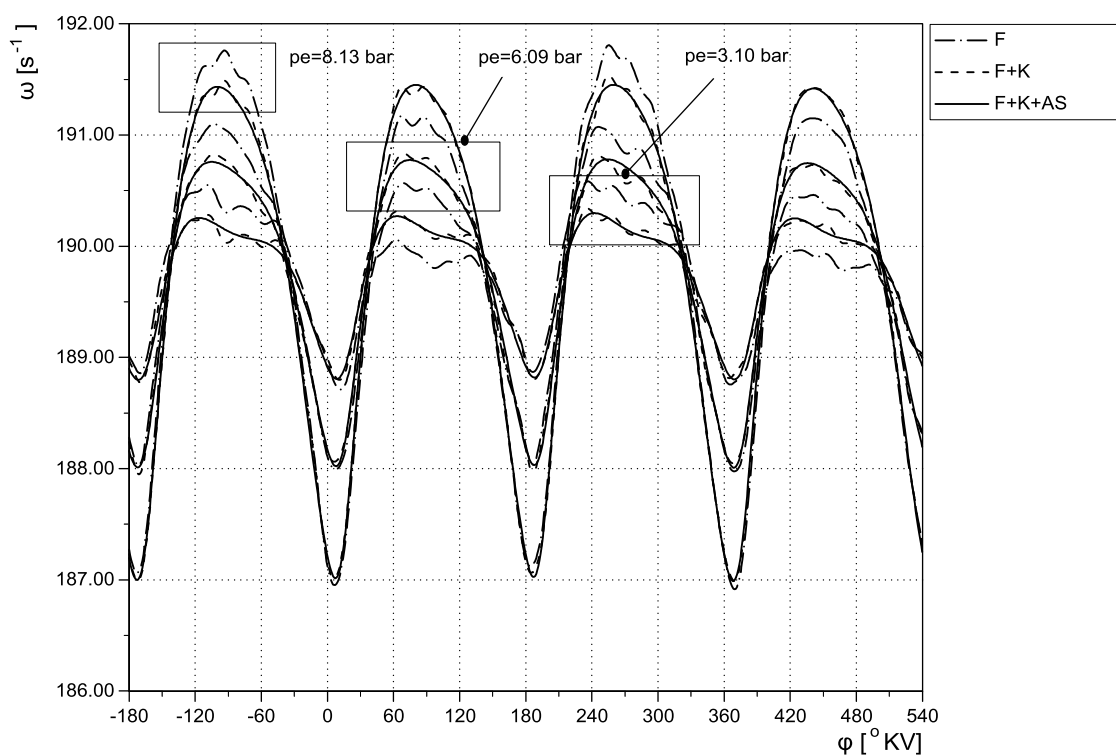


Sl. 11.52 – Tok pritiska (a), integralni tok oslobađanja toplote (b) i diferencijalni tok oslobađanja toplote (c) za set od 50 uzastopnih cikusa (radni režim $n=1810 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

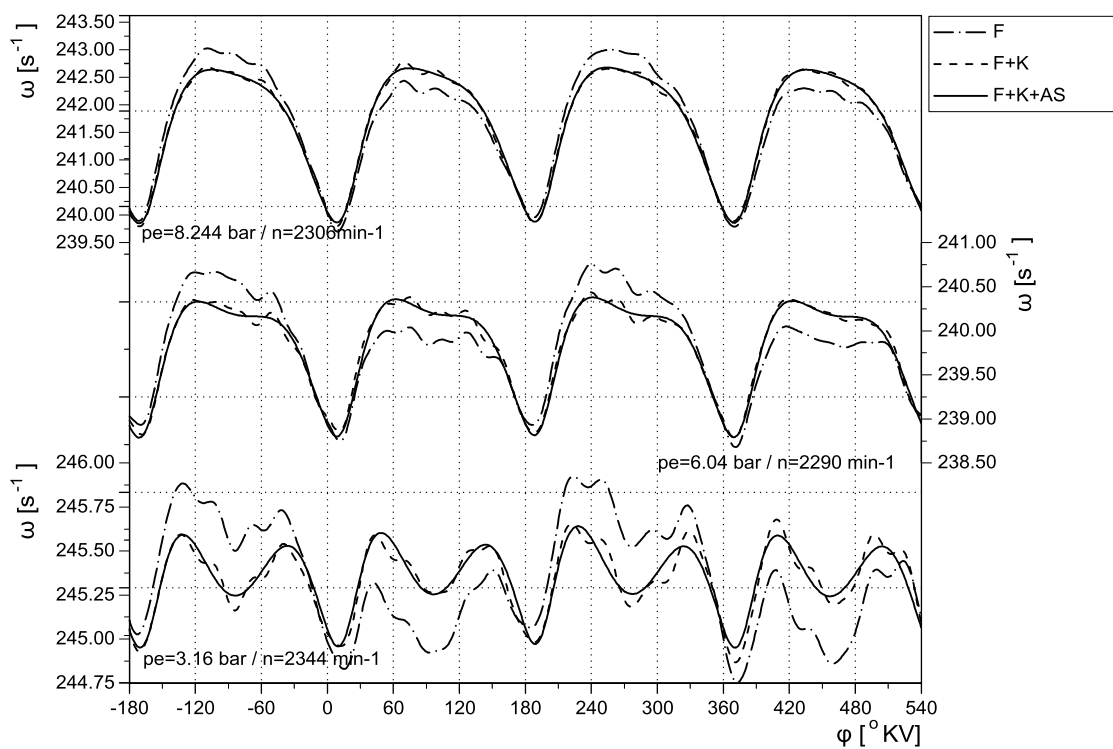


Sl. 11.53 – Vrednosti parametra oblika Vibeove funkcije (m) i trajanja sagorevanja ($\Delta\phi_{DOC}$) za 50 uzastopnih ciklusa ($n=1810 \text{ min}^{-1}$, $\theta=100\%$)

taj efekat se delimično kompenzuje na račun manjeg gubitka informacija u delu ciklusa koji nije od fundamentalnog značaja za proces identifikacije. Doprinos sagorevanja je jasno uočljiv za sva tri diskretna režima jer je intenzitet inercijalnih sila mali. Takođe, jasno se uočava direktna zavisnost amplitude ugaone brzine u zoni sagorevanja od opterećenja motora. Sličan trend se uočava i na Sl. 11.54 b) na kojoj je na isti način prikazan tok trenutne ugaone brzine za tri diskretna režima na cca $n=2300 \text{ min}^{-1}$. Sa povećanjem broja obrtaja motora, zbog izraženog uticaja inercijalnih sila, doprinos sagorevanja postaje sve slabije izražen za iste vrednosti opterećenja motora. To se jasno uočava na Sl. 11.55 a) za režim najmanjeg opterećenja ($n=2819 \text{ min}^{-1}$, $p_e=3,09 \text{ bar}$). Na Sl. 11.55 b), takođe, za režim najmanjeg opterećenja ($n=3326 \text{ min}^{-1}$, $p_e=2,96 \text{ bar}$) doprinos sagorevanja je potpuno maskiran uticajem inercijalnih sila. Taj fenomen utiče na proces identifikacije posredstvom vrednosti gradijenta signala ugaone brzine i da bi postupak identifikacije bilo moguće primeniti, neophodna je intervencija preko ponder faktora, lokalno, u delu ciklusa u kome se odvija sagorevanje. Rezultati identifikacije parametara Vibeove funkcije za svih 12 diskretnih radnih režima označenih na Sl. 11.51, prikazani su na Sl. 11.56–11.63.



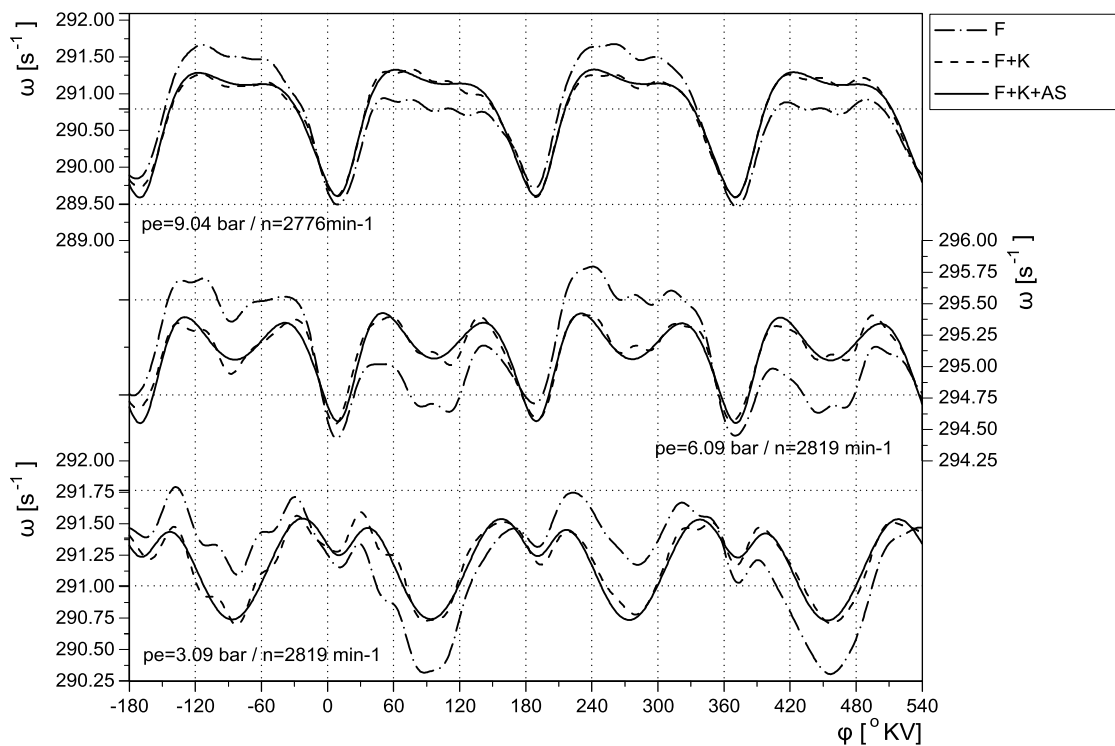
a)



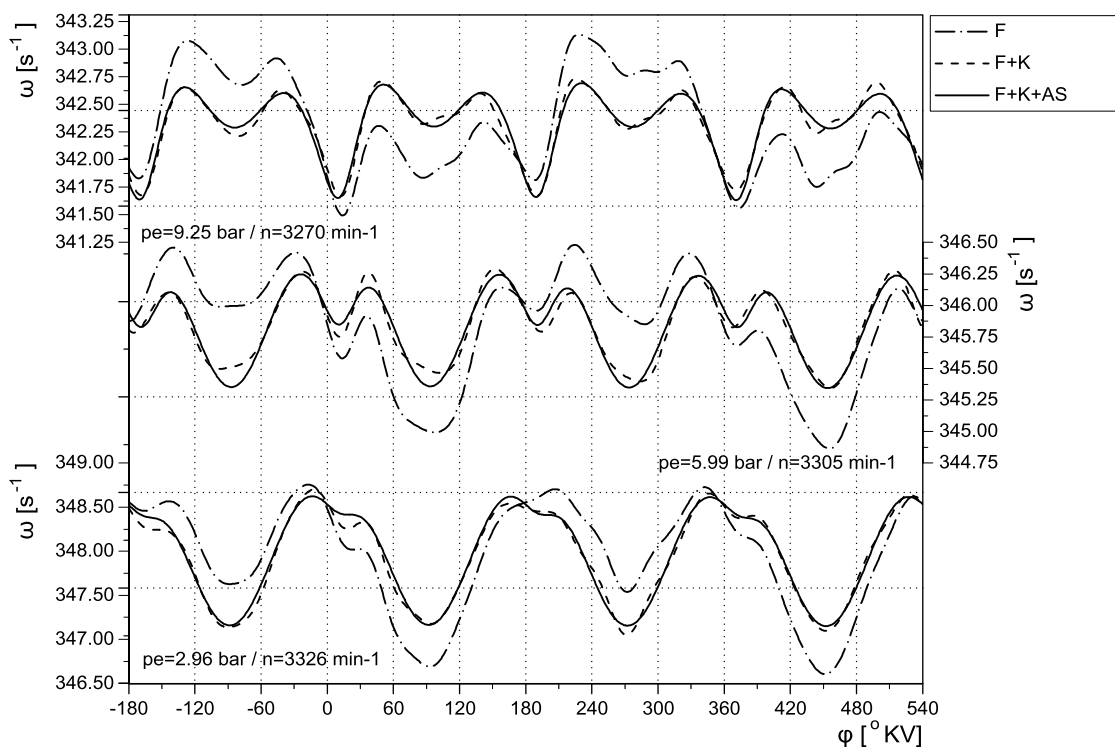
b)

Sl. 11.54 – Tok trenutne ugaone brzine (srednji ciklus) za tri različita opterećenja:

a) $n=1810$ min⁻¹; b) $n=2300$ min⁻¹



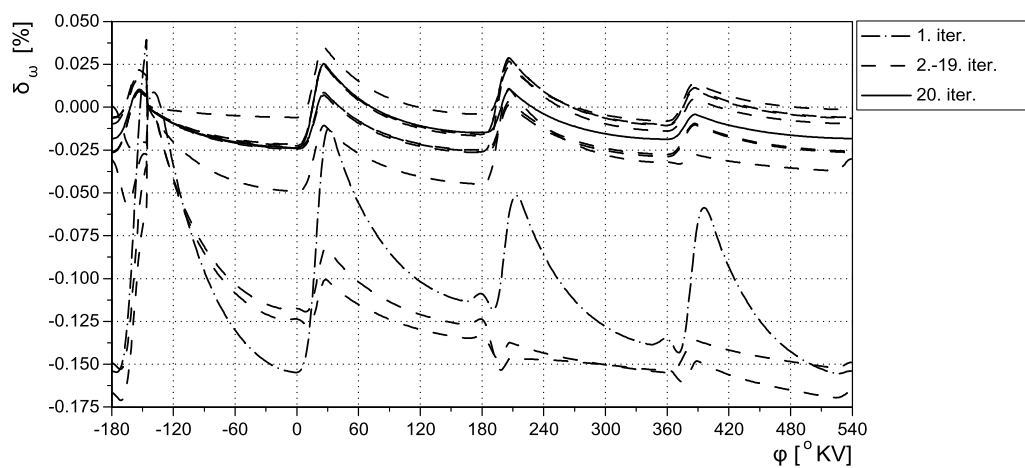
a)



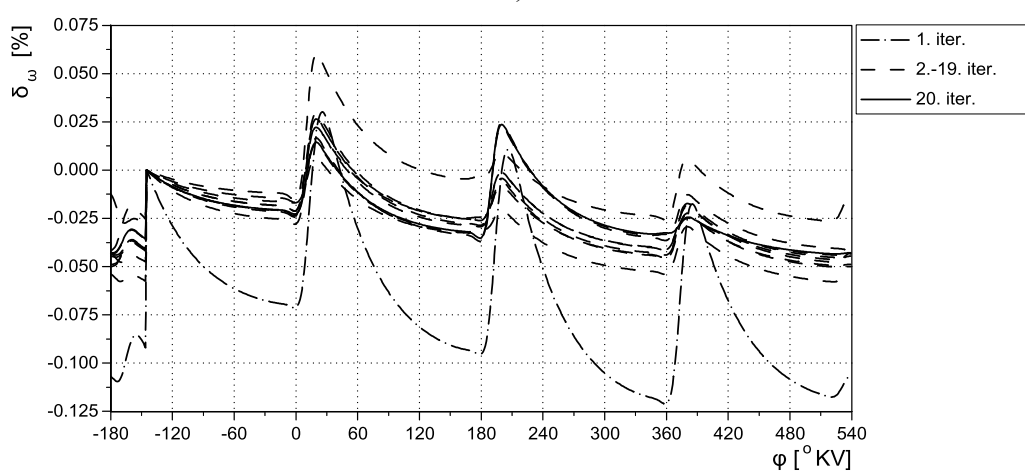
b)

Sl. 11.55 – Tok trenutne ugaone brzine (srednji ciklus) za tri različita opterećenja:

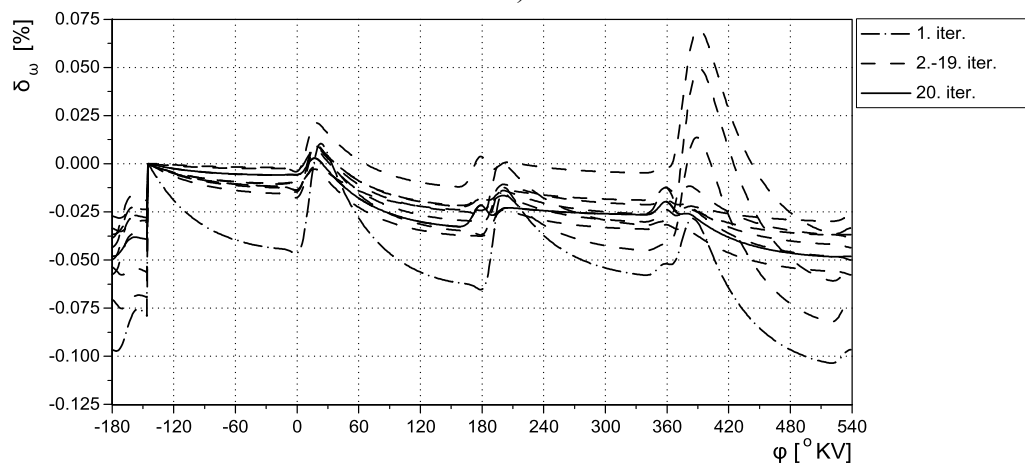
a) $n=2800 \text{ min}^{-1}$; b) $n=3300 \text{ min}^{-1}$



a)

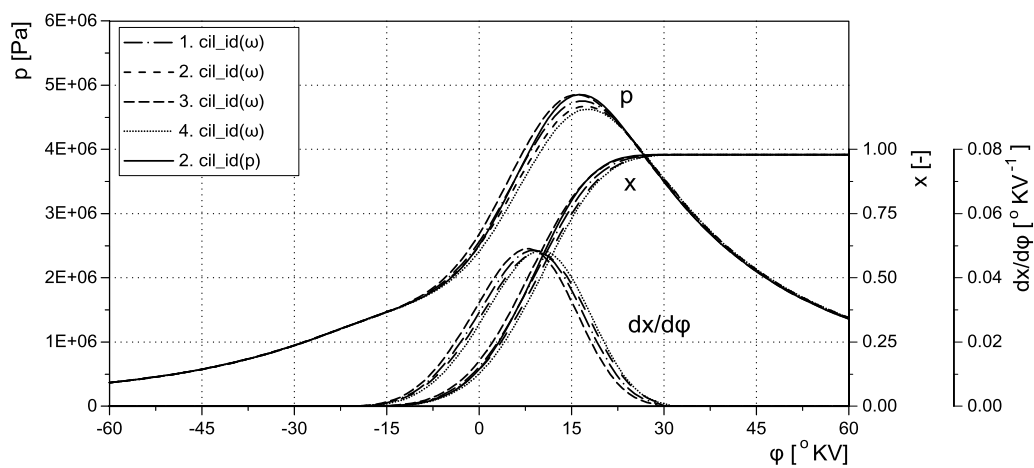


b)

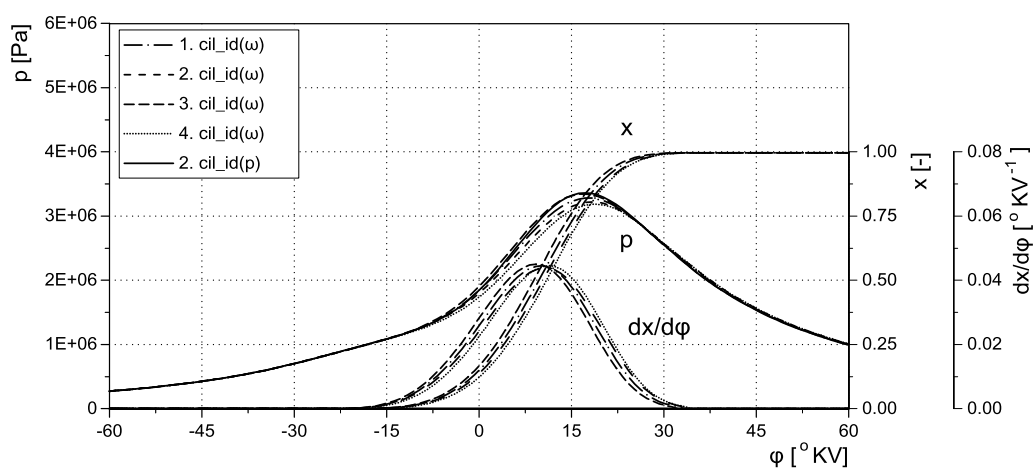


c)

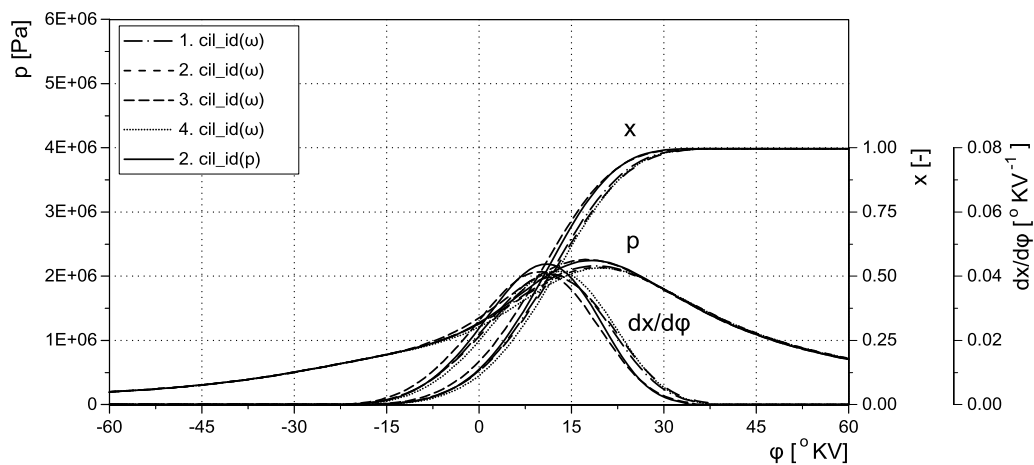
Sl. 11.56 – Tok relativnog odstupanja izmerene i modelirane trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije: a) $n=1810 \text{ min}^{-1}$, $p_e=8,13 \text{ bar}$; b) $n=1811 \text{ min}^{-1}$, $p_e=6,09 \text{ bar}$; c) $n=1811 \text{ min}^{-1}$, $p_e=3,10 \text{ bar}$;



a)

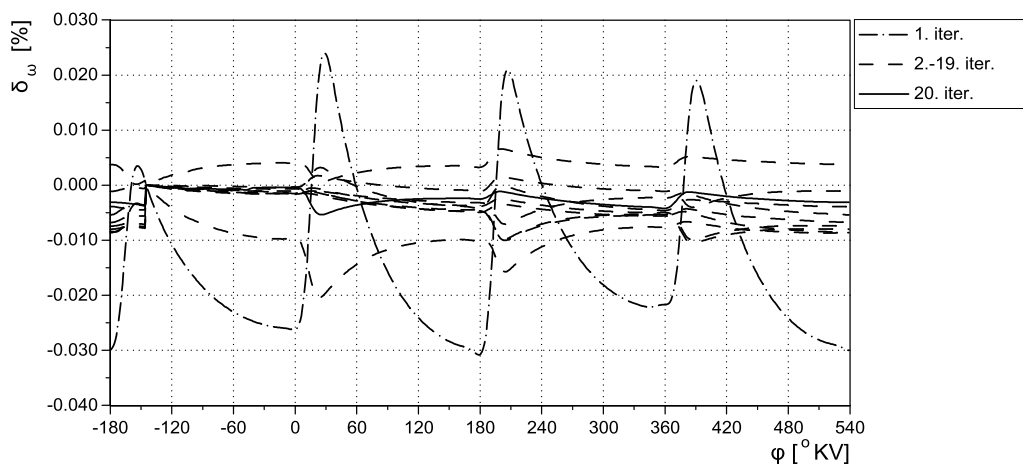


b)

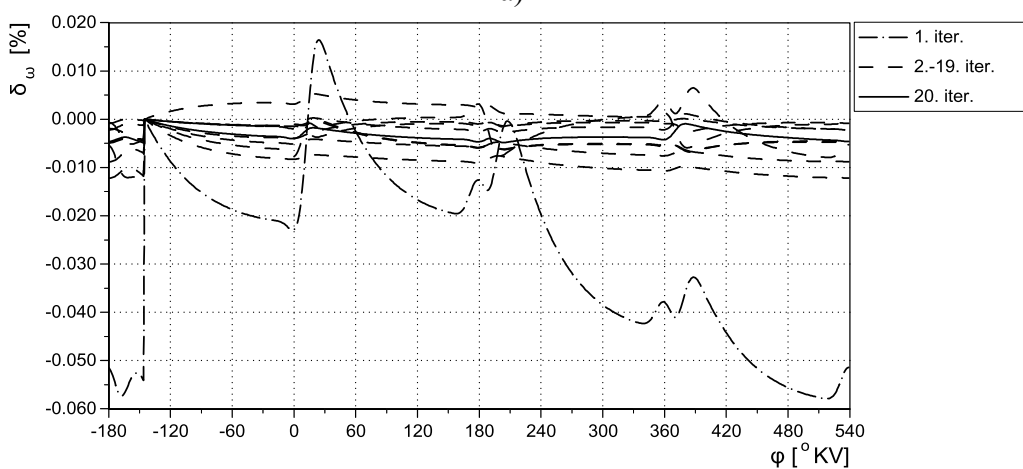


c)

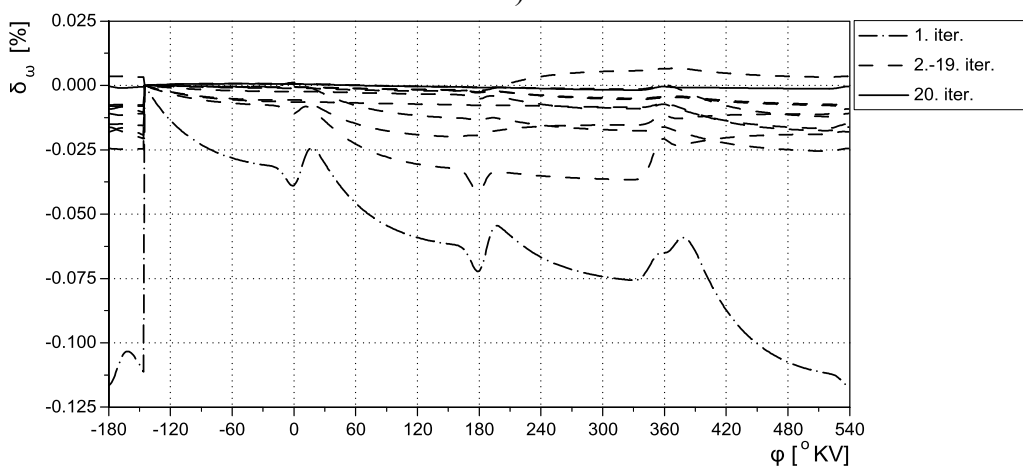
Sl. 11.57 – Tok pritiska, integralnog i diferencijalnog toka oslobađanja toplote u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije: a) $n=1810 \text{ min}^{-1}$, $p_e=8,13 \text{ bar}$; b) $n=1811 \text{ min}^{-1}$, $p_e=6,09 \text{ bar}$; c) $n=1811 \text{ min}^{-1}$, $p_e=3,10 \text{ bar}$;



a)

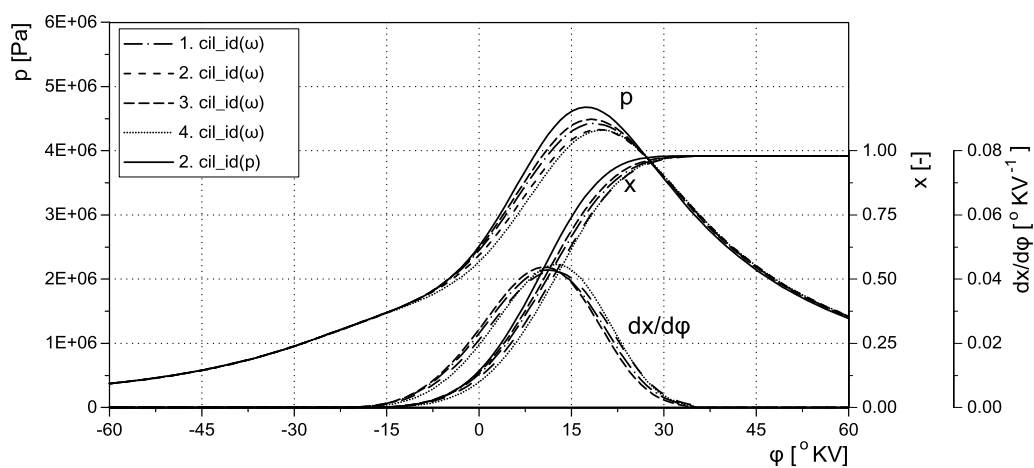


b)

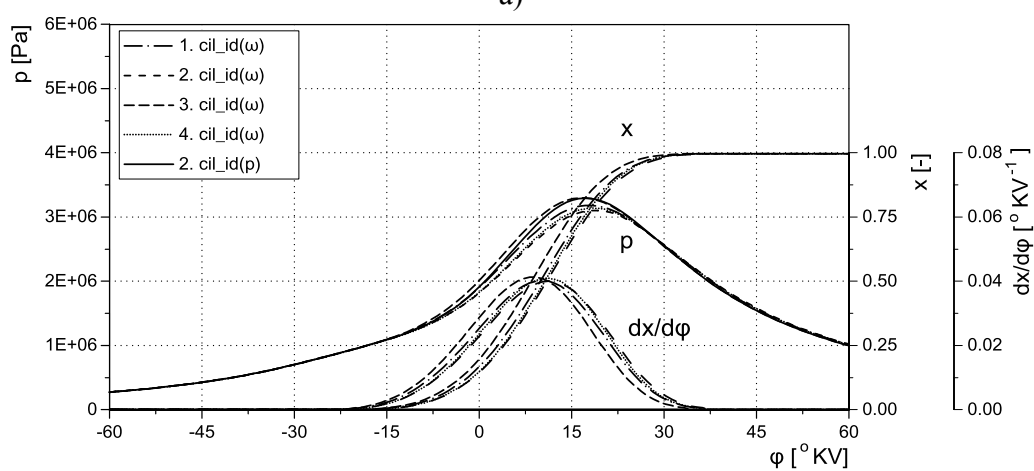


c)

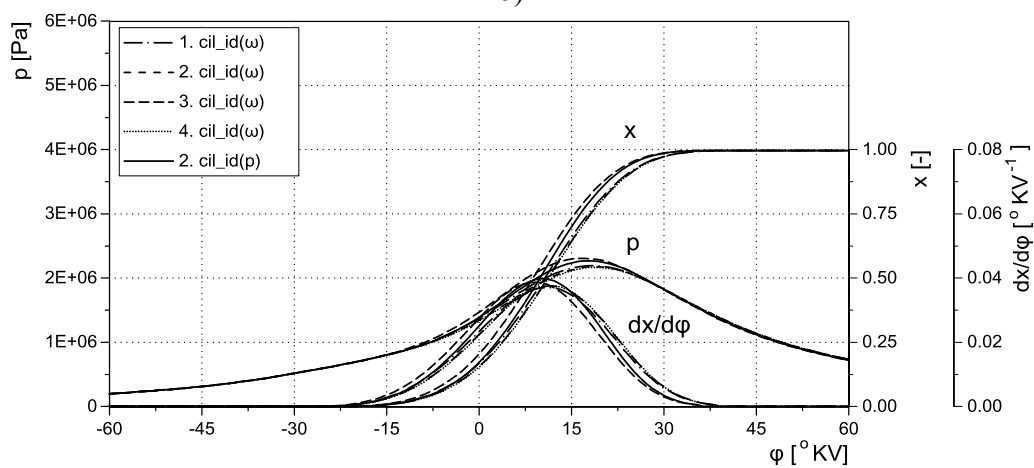
Sl. 11.58 – Tok relativnog odstupanja izmerene i modelirane trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom identifikacije: a) $n=2306 \text{ min}^{-1}$, $p_e=8,24 \text{ bar}$; b) $n=2290 \text{ min}^{-1}$, $p_e=6,04 \text{ bar}$; c) $n=2344 \text{ min}^{-1}$, $p_e=3,14 \text{ bar}$;



a)

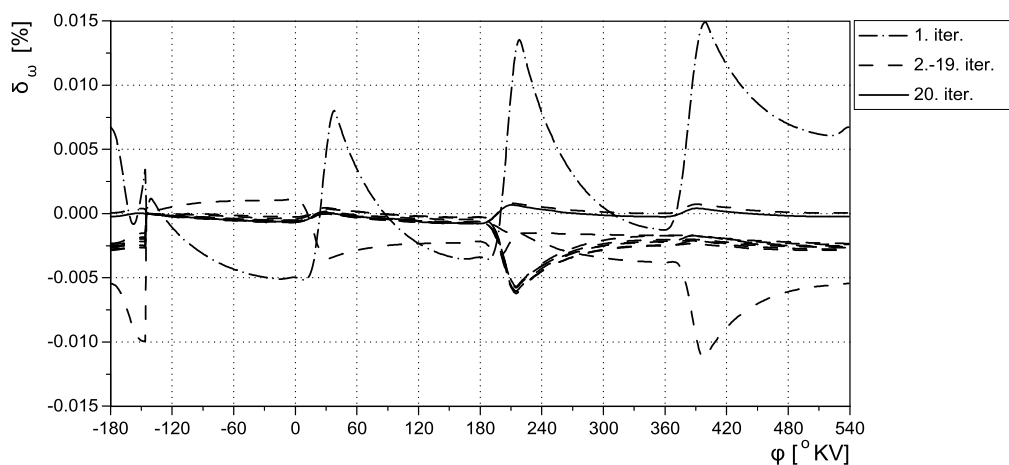


b)

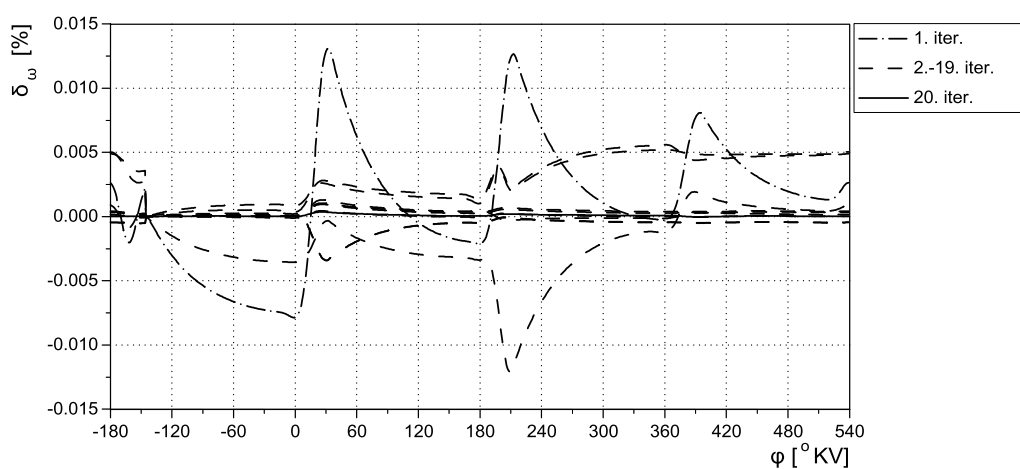


c)

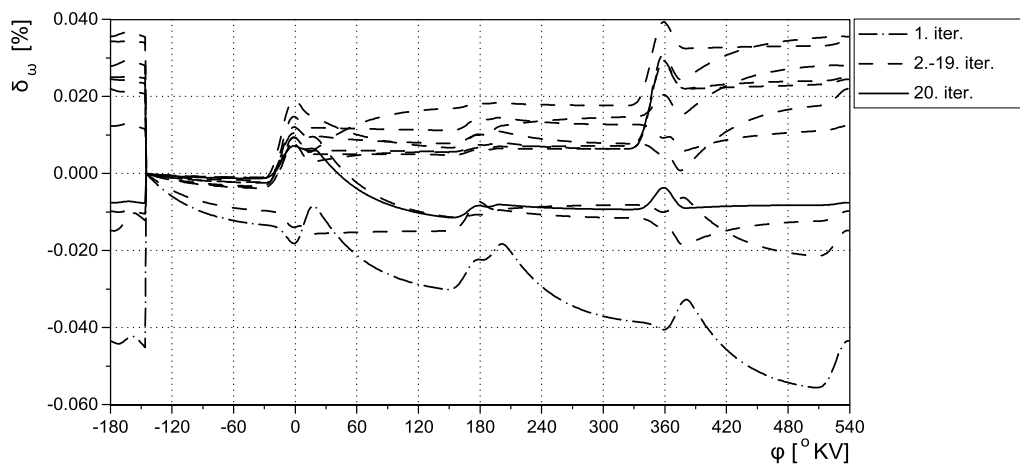
Sl. 11.59 – Tok pritiska, integralnog i diferencijalnog toka oslobađanja toplote u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije a) $n=2306 \text{ min}^{-1}$, $p_e=8,24 \text{ bar}$; b) $n=2290 \text{ min}^{-1}$, $p_e=6,04 \text{ bar}$; c) $n=2344 \text{ min}^{-1}$, $p_e=3,14 \text{ bar}$



a)

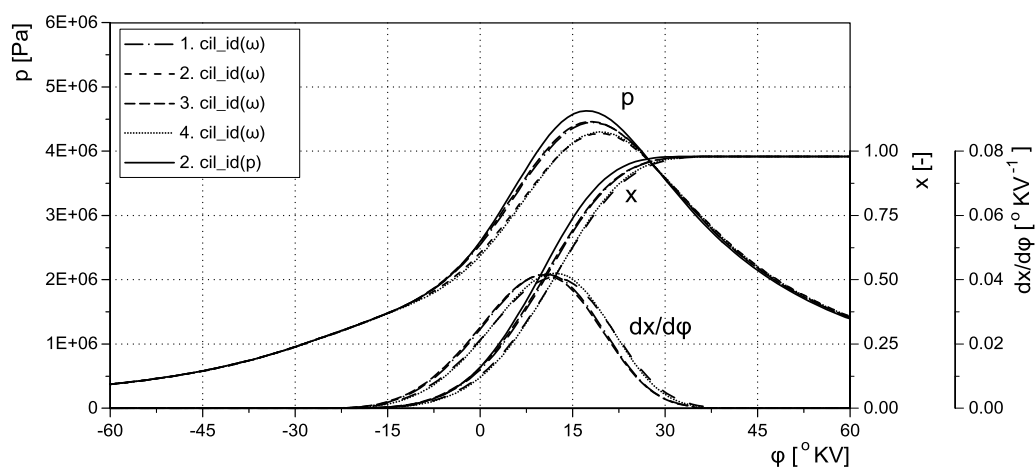


b)

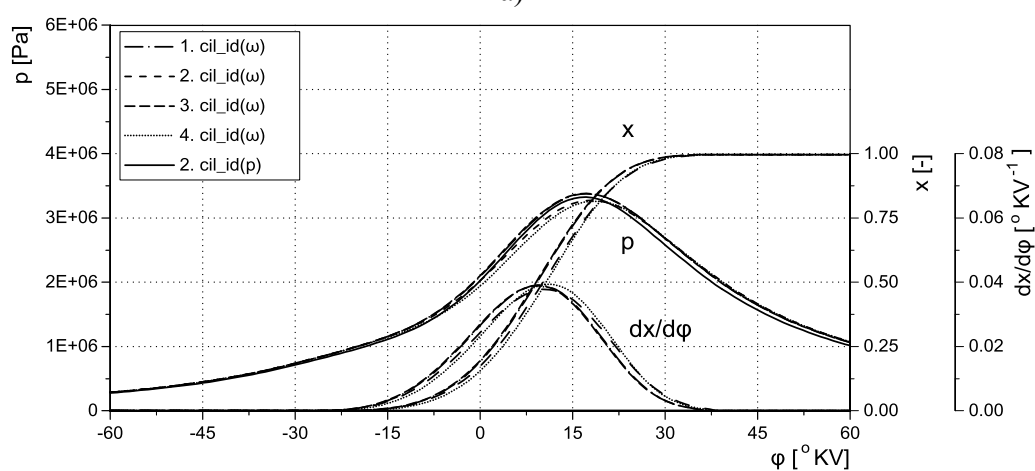


c)

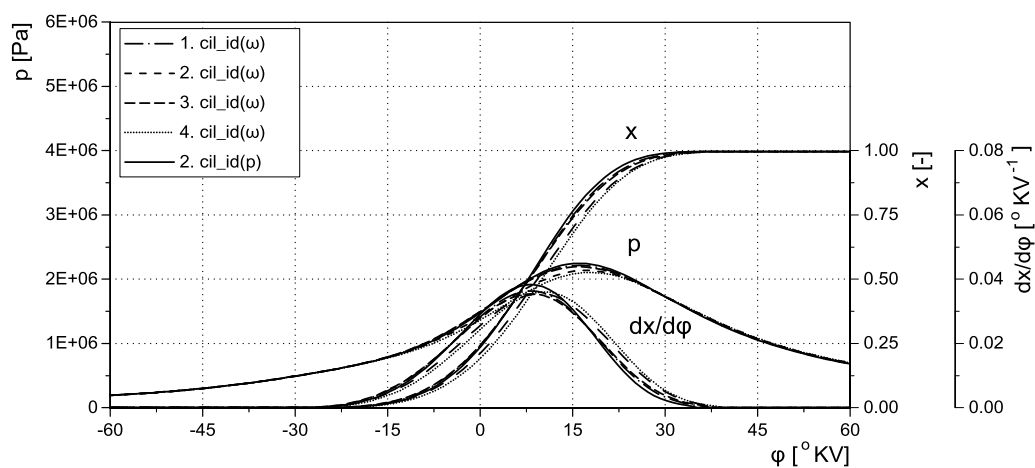
Sl. 11.60 – Tok relativnog odstupanja izmerene i modelirane trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije a) $n=2776 \text{ min}^{-1}$, $p_e=9,04 \text{ bar}$; b) $n=2819 \text{ min}^{-1}$, $p_e=6,09 \text{ bar}$; c) $n=2783 \text{ min}^{-1}$, $p_e=2,87 \text{ bar}$;



a)

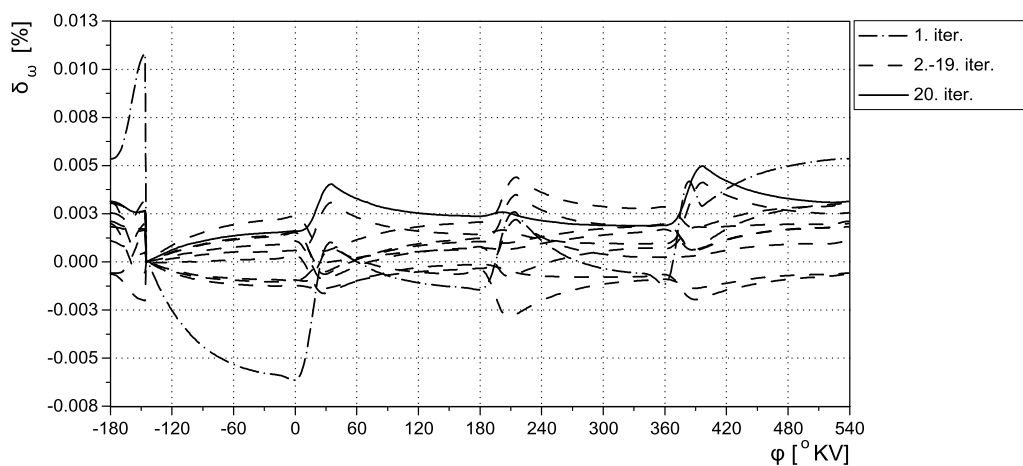


b)

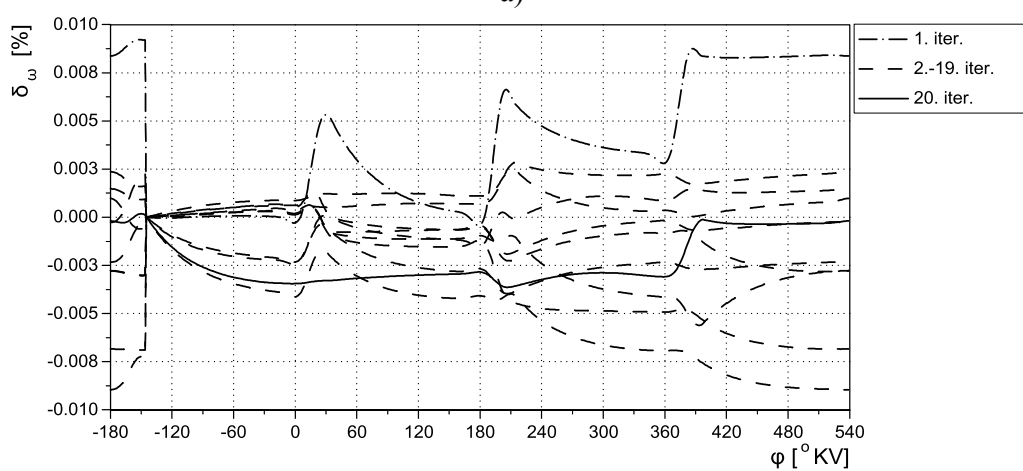


c)

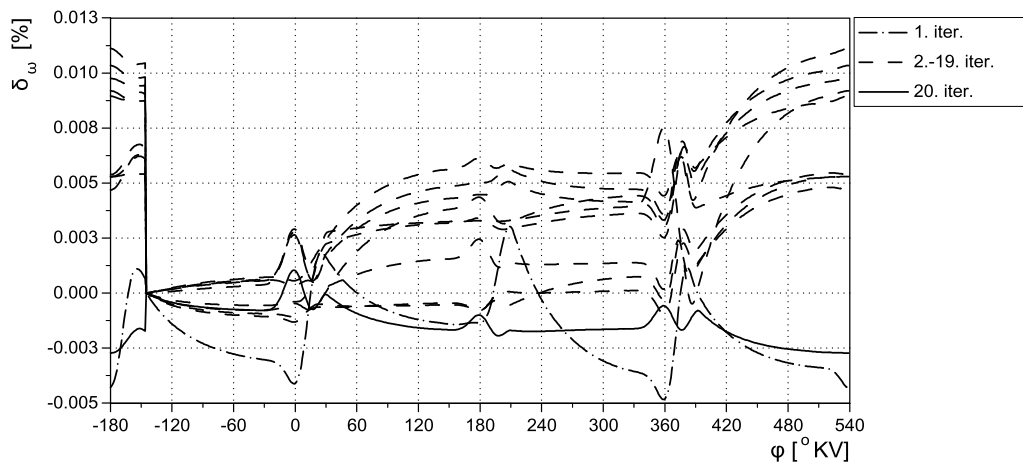
Sl. 11.61 – Tok pritiska, integralnog i diferencijalnog toka oslobađanja toplote u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije: a) $n=2776 \text{ min}^{-1}$, $p_e=9,04 \text{ bar}$; b) $n=2819 \text{ min}^{-1}$, $p_e=6,09 \text{ bar}$; c) $n=2783 \text{ min}^{-1}$, $p_e=2,87 \text{ bar}$;



a)

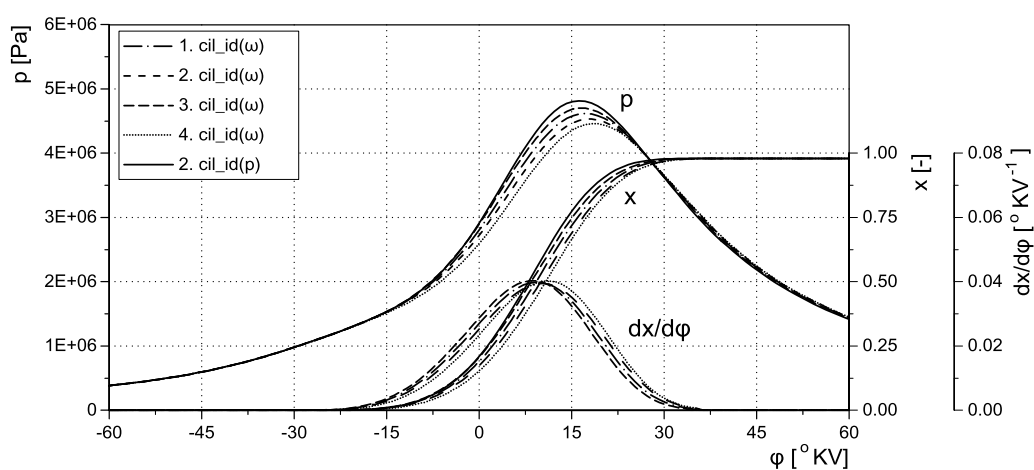


b)

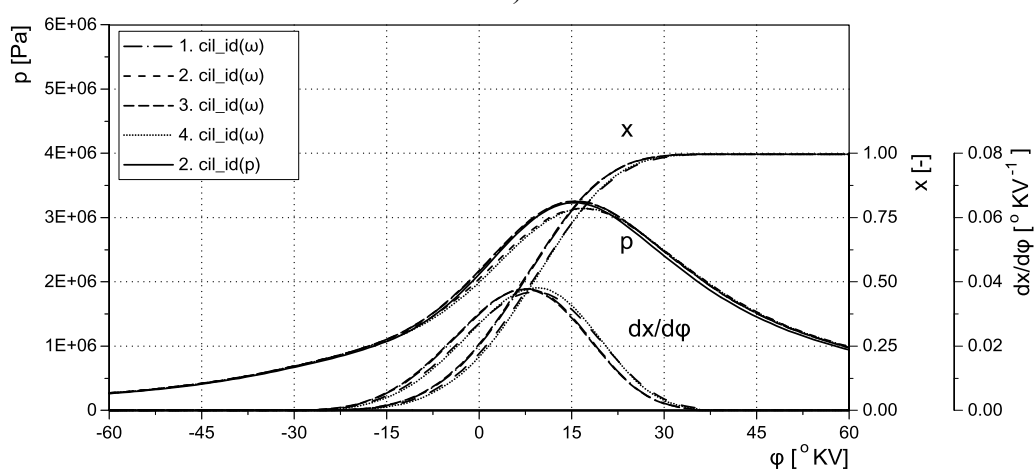


c)

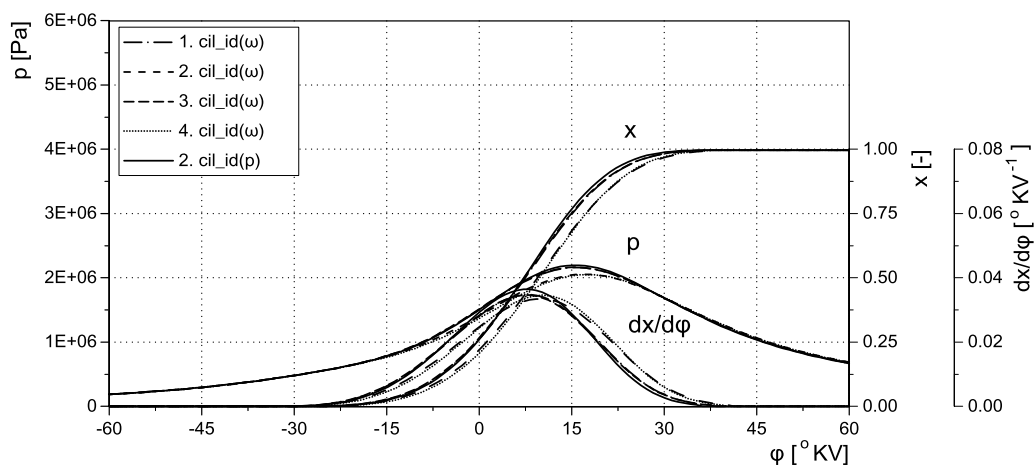
Sl. 11.62 – Tok relativnog odstupanja izmerene i modelirane trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije: a) $n=3270 \text{ min}^{-1}$, $p_e=9,26 \text{ bar}$; b) $n=3325 \text{ min}^{-1}$, $p_e=5,99 \text{ bar}$; c) $n=3326 \text{ min}^{-1}$, $p_e=2,96 \text{ bar}$;



a)

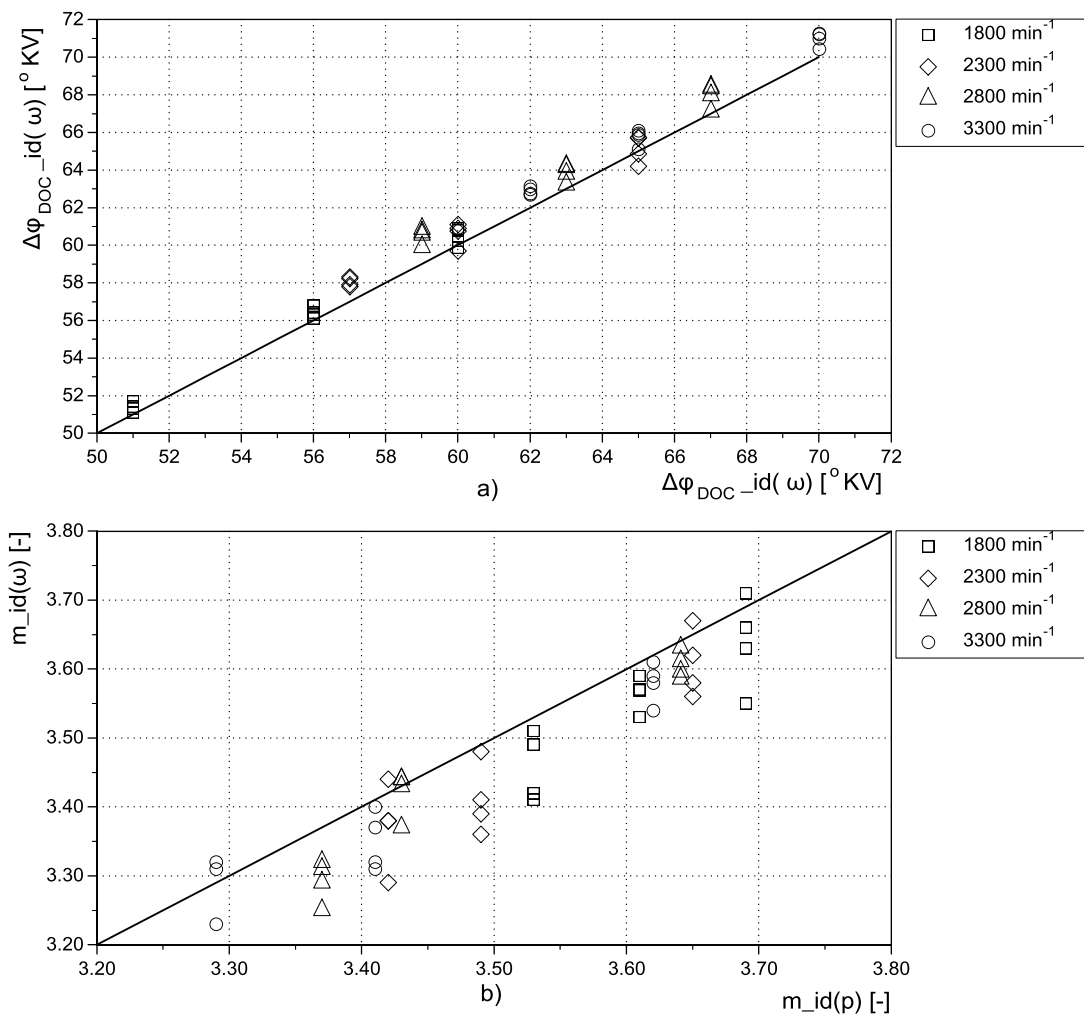


b)



c)

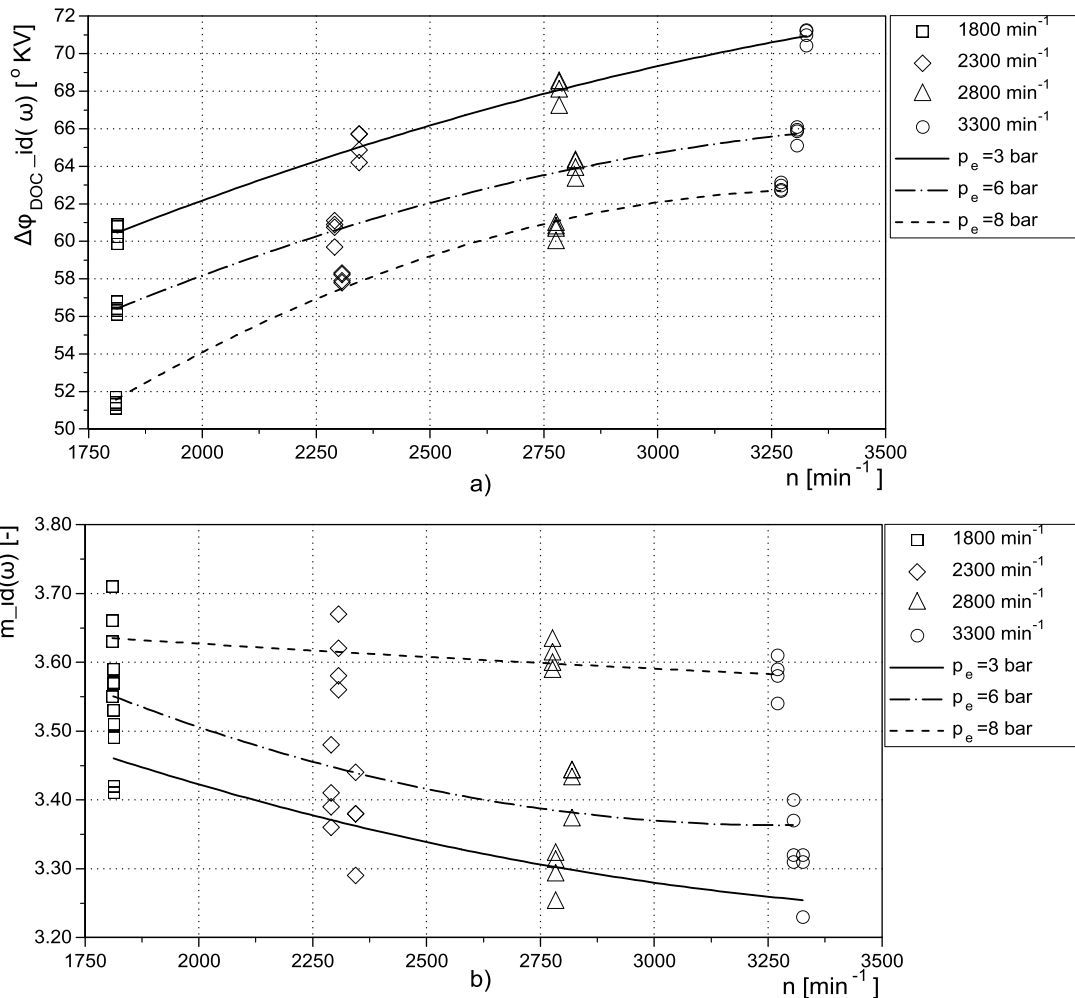
Sl. 11.63 – Tok pritiska, integralnog i diferencijalnog toka oslobađanja toplote u ugaonom domenu tokom procesa identifikacije: a) $n=3270 \text{ min}^{-1}$, $p_e=9,26 \text{ bar}$; b) $n=3325 \text{ min}^{-1}$, $p_e=5,99 \text{ bar}$; c) $n=3326 \text{ min}^{-1}$, $p_e=2,96 \text{ bar}$



Sl. 11.64 – Direktno poređenje rezultata identifikacije parametara Vibeove funkcije: a) dužina trajanja sagorevanja; b) parametar oblika Vibeove funkcije

Rezultati identifikacije parametara modela oslobađanja toplote sumirani su na dijagramima Sl. 11.64 i Sl. 11.65. Na Sl. 11.6 a) prikazane su uporedno vrednosti dužine sagorevanja dobijene identifikacijom na osnovu signala pritiska ($\Delta\varphi_{DOC_id}(p)$) i signala ugaone brzine ($\Delta\varphi_{DOC_id}(\omega)$). Uočava se da identifikacija na osnovu signala ugaone brzine za isti radni režim daje neznatno duže intervale sagorevanja (1–2%), i nešto niže vrednosti parametra oblika Vibeove funkcije (2–5%). Model oslobađanja toplote je osetljiviji na promene dužine sagorevanja, i to se direktno odražava na promenu položaja težišta procesa oslobađanja toplote (MFB50). Odstupanja dužine sagorevanja u okviru 2 °KV utiču na promenu položaja MFB50 za oko 1 °KV. Parametar oblika nema jednak uticaj i uočena odstupanja ne utiču značajno na fazno pomeranje težišta sagorevanja. Odstupanja oba parametra postoje uprkos tome što je u

proces identifikacije uključen i korekcionni faktor koeficijenta trenja u kontaktu klip–cilindar, koji je u prethodno sprovedenim numeričkim eksperimentima ocenjen kao ključan za održavanje konvergencije postupka i dostizanje više tačnosti.



Sl. 11.65 – Prikaz parametara Vibeove funkcije u funkciji broja obrtaja efektivnog opterećenja motora: a) dužina trajanja sagorevanja; b) parametar oblika Vibeove funkcije

Vrednosti korekcionog faktora kreću se u granicama od 1,006 do 1,03 za sve diskretne režime obuhvaćene analizom, dok je korekcionni faktor koeficijenta prenosa toplote identifikovan u uskim granicama od 1,07 do 1,09 za sve režime obuhvaćene analizom. Konačno, povećanje trajanja sagorevanja i koeficijenta prenosa toplote utiče na smanjenje indiciranog pritiska i vrednosti maksimalnog pritiska. Na režimima na kojima je uočeno najveće odstupanje pomenutih parametara uočene su i niže vrednosti

maksimalnog pritiska u pojedinačnim cilindrima (vrednosti dobijene identifikacijom na osnovu ugaone brzine KV). Maksimalna odstupanja se kreću u rasponu 3–11% (npr. Sl. 11.58a ili Sl. 11.63a). Najveća odstupanja su uočena u rezultatima identifikacije za režime maksimalnog opterećenja, što ukazuje na činjenicu da mehanički gubici nisu identifikovani sa dovoljnom tačnošću i da postoji uticaj elastičnosti motorskog mehanizma koji nije uzet u obzir dinamičkim modelom koji je korišćen u ovom radu.

Tab. 11.4 – Pregled vrednosti koeficijenata aproksimacionih polinoma za izračunavanje parametara Vibeove funkcije

Parametar	Opterećenje	C0	C1	C2
m	$p_e=3$ bar	4,0052740	-0,00039	4,945E-08
	$p_e=6$ bar	4,3014300	-0,00057	8,731E-08
	$p_e=8$ bar	3,7246850	-0,00006	4,143E-09
$\Delta\varphi_{DOC}$	$p_e=3$ bar	37,841773	0,015509	-1,671E-06
	$p_e=6$ bar	30,610215	0,018620	-2,418E-06
	$p_e=8$ bar	11,285910	0,030389	-4,480E-06

Rezultati identifikacije parametara Vibeove funkcije mogu se prikazati na pogodniji način, kako bi se došlo do odgovarajućih trendova u funkciji broja obrtaja i opterećenja motora i , na osnovu toga, do poređenja sa drugim aproksimacionim modelima. Na Sl. 11.65 – Prikaz parametara Vibeove funkcije u funkciji broja obrtaja efektivnog opterećenja motora: a) dužina trajanja sagorevanja; b) parametar oblika Vibeove funkcije prikazana je promena oba ključna parametra modela dovođenja toplote. Kada je u pitanju dužina sagorevanja u ugaonom domenu, trajanje sagorevanja raste sa porastom broja obrtaja pri istom opterećenju, što je u saglasnosti sa istraživanjima Vita, Kzalnera i Bonateste. Takođe, sa smanjenjem opterećenja, trajanje sagorevanja raste, kao posledica uticaja povećane koncentracije produkata sagorevanja. S obzirom na to da su tehničke mogućnosti bile ograničene, i da istraživanje nije izvedeno za pojedinačne, izolovane uticaje pojedinih radnih i upravljačkih parametara, nije svrsishodno formirati multiplikativne funkcije po uzoru na istraživanja Vita, Kzalnera ili Lindstrema (5.

poglavlje). Ipak, jasno se uočavaju trendovi, i moguće je, čak i na ograničenom setu podataka, formirati jednostavne, aproksimacione polinome. Kada je u pitanju parametar oblika, njegova vrednost pri približno istom opterećenju opada sa povećanjem broja obrtaja, što odgovara bržem sagorevanju. Ipak, za slučaj maksimalnog opterećenja, uočava se značajan otklon, posebno u delu koji se odnosi na više brzinske režime. Taj fenomen se može dovesti u vezu sa slabije izraženim gradijentom ugaone brzine u zoni sagorevanja na tim režimima i činjenicom da je sam signal ugaone brzine manje osetljiv na promene parametra oblika Vibeove funkcije nego na dužinu trajanja sagorevanja. Oba parametra aproksimirana su kvadratnim polinomima, a vrednosti koeficijenta dobijeni optimizacijom prikazani su u Tab. 11.4.

12 Zaključak

U radu je prikazana i ostvarena sinteza matematičkog modeliranja radnog procesa benzinskog motora, mehaničkih gubitaka i dinamike motorskog mehanizma, opštih principa identifikacije parametara procesa, numeričkih postupaka optimizacije i eksperimentalnih istraživanja dinamičkih procesa motora. Razvijeni matematički modeli i metode primenjeni su u postupku identifikacije parametara modela oslobađanja toplote tokom procesa sagorevanja u cilindru benzinskog motora na osnovu toka trenutne ugaone brzine kolenastog vratila.

U osnovnom delu rada, kroz sveobuhvatnu teorijsku analizu dostupnih rešenja i metoda, prikazan je kompletan postupak razvoja modela motora SUS kao dinamičkog i stohastičkog objekta.

Radni proces benzinskog motora simuliran je nultodimenzionalnim (termodinamičkim) dvozonskim modelom koji je formiran na osnovu Pišingerovih postavki i prilagođen specifičnim zahtevima u pogledu identifikacije parametara modela. Pažnja je posvećena analizi fenomena prenosa toplote u cilindru motora i uticaju faznog pomeranja u dinamici prenosa toplote tokom visokopritisnog dela ciklusa.

- Detaljno je prikazan postupak određivanja termodinamičkih karakteristika radne materije tokom svih faza radnog procesa, a posebna pažnja posvećena je praktičnoj primeni pretpostavke o ravnotežnim koncentracijama u postupku određivanja karakteristika gasa tokom faze sagorevanja. U tom smislu, data je analiza i kritički osvrt na specifične probleme konvergencije numeričkog postupka za tri najčešće korišćene redukovane metode određivanja koncentracija komponenata produkata sagorevanja.
- U radu je detaljno prikazan analitički model za simulaciju mehaničkih gubitaka u tribološkim sistemima motora. Mehanički gubici u kontaktima klipni prsten – cilindar, plašt klipa – cilindar modelirani su primenom osnovnih postavki

Stribekove teorije, dok su gubici u kliznim ležajevima modelirani primenom teorije hidrodinamičkog podmazivanja za kratki ležaj. Specifični fenomeni u kontaktu breg–podizač modelirani su primenom elastohidrodinamičke teorije. Pored toga, model mehaničkih gubitaka u motoru uključio je i jednostavne aproksimacione podmodele za određivanje snage potrebne za pogon pomoćnih sistema motora – rad cirkulacionih pumpi za rashladnu tečnost i podmazivanje kao i modele za određivanje snage potrebne za rad sistema za formiranje i paljenje smeše.

- Detaljno je analiziran problem dinamike motorskog mehanizma i prikazan postupak redukcije osnovnog modela torziono elastičnog sistema do nivoa modela sa jednim stepenom slobode. Razvijeni model iskorišćen je za postavljanje i rešenje jednačine dinamike ponašanja veze motor–dinamometar, odnosno za simulaciju toka trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu.

U drugom delu rada dat je detaljan prikaz i analiza postupka identifikacije parametara matematičkog modela procesa sagorevanja. Postupak identifikacije razmotren je sa stanovišta specifičnih problema koji proističu iz primene dva nezavisna postupka analize radnog procesa primenjenog u radu:

- analize radnog procesa na osnovu signala indiciranog pritiska čiji se rezultati u ovom radu koriste kao referentni za poređenje;
- analize radnog procesa na osnovu signala trenutne ugaone brzine kombinovanjem razvijenih modela radnog procesa i dinamike motorskog mehanizma.

Razvijeni modeli i postupci identifikacije iskorišćeni su za detaljnu i sveobuhvatnu analizu uticajnih činilaca na proces identifikacije parametara matematičkog modela. U prvom koraku, primenjen je koncept virtualnog eksperimenta, kako bi bila sprovedena analiza osetljivosti signala trenutne ugaone brzine na promene pojedinih parametara matematičkog modela motora SUS. Analiza je pokazala da je signal trenutne ugaone brzine izrazito osetljiv na vrednosti stepena sabijanja i dužine sagorevanja izražene u ugaonom domenu, a nešto manje na vrednosti parametra oblika Vibeove funkcije koja je korišćena za simulaciju toka dovođenja toplote tokom sagorevanja. Uticaj koeficijenta prenosa toplote je nešto slabije izražen. Efekat nezaptivenosti cilindra je

zanemarljiv, i uočeno je da se odstupanje kreće u granicama greške integracije jednačine održanja za sistem motor–dinamometar.

Drugi deo numeričkog eksperimenta posvećen je uticaju geometrijskih parametara. Analiza je pokazala da je model trenutne ugaone brzine izuzetno osetljiv na odstupanja u vrednosti masa pojedinih komponenata motorskog mehanizma – mase klipa, mase klipnjače, mase zamajca. Odstupanja tih veličina unose značajnu sistematsku grešku, zbog čega se moraju eksperimentalno identifikovati ili odrediti numeričkim postupkom. Analiza uticaja geometrijskih odstupanja inkrementalnog diska (zamajca) pokazala je da odstupanja u radijalnom pravcu unose značajan poremećaj u tok signala trenutne ugaone brzine, kako u pogledu faznog, tako i u pogledu amplitudnog pomeranja. Razmera deformacije signala trenutne ugaone brzine zavisi od vrednosti radijalnog bacanja (razmatranje se odnosi na opseg radijalnog bacanja u okviru proizvodnih tolerancija), ali i od položaja pravca radijalnog bacanja u odnosu na referentni položaj kolenastog vratila. Analiza pokazuje da sprovođenje identifikacije parametara modela radnog procesa bez prethodne identifikacije ovih odstupanja nema smisla jer je u ovim slučajevima mera odstupanja toka ugaone brzine veća u odnosu na sve ostale analizirane uticajne činioce.

U trećem delu analiziran je uticaj modela mehaničkih gubitaka na tok trenutne ugaone brzine. Analiza je pokazala da se tačnost modela gubitaka u kontaktu klip – cilindar (kumulativni uticaj trenja u kontaktima klipni prsten – cilindar i plašt klipa – cilindar) značajno odražava na tok signala trenutne ugaone brzine u ugaonom domenu.

U završnom delu, koji se odnosio na primenu numeričkog eksperimenta, testirane su karakteristike optimizacionih postupaka i mere odstupanja u postupku za različite vrednosti najuticajnijih parametara modela. Uočeno je da odstupanja u vrednostima mehaničkih gubitaka u kontaktu klip–cilindar značajno utiču na rezultate identifikacije parametara modela. Analiza je pokazala da se pri očekivanim odstupanjima vrednosti koeficijenta trenja u kontaktu klip–cilindar za ograničen broj iteracija postupka identifikacije javljaju znatna odstupanja za parametar oblika Vibeove funkcije, dužinu trajanja sagorevanja i koeficijent prenosa toplote i da se konvergencija postupka ne može garantovati. Zbog toga je zaključeno da se korekcija vrednosti koeficijenta trenja mora uvesti, odnosno da je neophodno identifikovati njegovu vrednost simultano sa vrednostima ostalih parametara modela radnog procesa motora.

Razvijeni modeli i postupci su verifikovani na ograničenom setu eksperimentalnih podataka. Vrednosti za parametre modela oslobađanja toplote tokom sagorevanja – parametar oblika Vibeove funkcije i dužina sagorevanja u ugaonom domenu identifikovani su pojedinačno za svaki cilindar. Identifikacijom su obuhvaćene i vrednosti korekcija koeficijenta za prenos toplote i korekcije koeficijenta trenja u kontaktu klip–cilindar. Identifikovane vrednosti parametara Vibeove funkcije, poređene su sa podacima dobijenim na osnovu indiciranja pritiska u jednom referentnom cilindru. Konstatovano je da proces identifikacije parametara primenom spregnutog modeliranja i multikriterijalne optimizacije na bazi metode Levenberg–Markvart stabilno konvergira na svim diskretnim radnim režimima koji su uzeti u razmatranje. Uočeno je da odstupanja postoje, kako u domenu dužine trajanja sagorevanja, tako i u domenu parametra oblika. Odstupanja oba parametra utiču na identifikovani tok pritiska i rasipanje vrednosti maksimalnog pritiska u rasponu 2–11%. Takođe, identifikovani položaji težišta sagorevanja (MFB50) fazno su pomereni, što je posledica odstupanja u vrednostima parametara modela, pre svega, dužine trajanja sagorevanja. Odstupanja su, ipak, mala i kreću se u okviru 2–3 °KV. U oba slučaja, granice odstupanja su manje od onih koje su uočene analizom pojedinačnih ciklusa na diskretnim radnim režimima. U tom smislu, uzimajući u obzir niske troškove primene i neinvazivni karakter, metoda se može uspešno koristiti za brzi monitoring radnog procesa, a uz male intervencije u formulaciji pojedinih podmodela i za dijagnostiku radnog procesa motora.

Istraživanje prikazano u ovom radu ukazuje na to da razvijena metoda može biti upotrebljena za analizu sagorevanja u motoru SUS. Ipak, visoka apsolutna tačnost nije postignuta, ako se kao mera poređenja koriste podaci dobijeni najnaprednijom metodom obrade indikatorskog dijagrama (identifikacija parametara modela primenom multikriterijalne optimizacije). Iz ove konstatacije nameće se zaključak da prostor za razvoj i unapređenje metode postoji. Uočeno je da, uprkos tome što su primenjeni vrlo detaljni i sofisticirani modeli radnog procesa i mehaničkih gubitaka, apsolutna tačnost nije zagarantovana. Očigledno je da odstupanja u modeliranju dinamike motorskog mehanizma postoje i da jednostavan model sa jednim stepenom slobode ima određena ograničenja. U tom smislu, dalji rad na ovom problemu morao bi da uključi detaljnije istraživanje u domenu modeliranja mehaničkih gubitaka i prigušenja i uključenje detaljnijih modela kolenastog vratila kao torziono elastičnog sistema.

Literatura

- [1] D. Taraza, Possibilities to Reconstruct Indicator Diagrams by Analysis of the Angular Motion of the Crankshaft, SAE Paper 932414, (1993).
- [2] D. Taraza, Estimation of the Mean Indicated Pressure from Measurements of the Crankshafts Angular Speed Variation, SAE Paper 932413, (1993).
- [3] D. Taraza, Quantifying Relationships Between the Crankshaft's Speed Variation and the Gas Pressure Torque, SAE Paper 2001-01-1007, (2001).
- [4] D. Taraza, Accuracy Limits of IMEP Determination from Crankshaft Speed Measurements, SAE Paper 2002-01-0331, (2002).
- [5] G. Rizzoni, Y. Zhang, Identification of a non-linear internal combustion engine model for on-line indicated torque estimation, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 8 (1994), 275–287.
- [6] G. Rizzoni, F. T. Connolly, Estimate of IC Engine Torque from Measurement of Crankshaft Angular Position, SAE Paper 932410, (1993).
- [7] S. Schagerberg, T. McKelvey, Instantaneous Crankshaft Torque Measurements – Modeling and Validation, SAE Paper 2003-01-0713, (2003).
- [8] Z. H. Zweiri, J. F. Whidborne, L.D. Seneviratne, Detailed analytical model of a single-cylinder diesel engine in the crank angle domain, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 215 (2001), 1197–1216.

-
- [9] Y. H. Zweiri, L. D. Seneviratne, Diesel Engine Indicated and Load Torque Estimation Using a Non-Linear Observer, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 220 (2006) 775–785.
- [10] R. Potenza, J. F. Dunne, S. Vulli, D. Richardson, A model for simulating the instantaneous crank kinematics and total mechanical losses in a multicylinder in-line engine, *International Journal of Engine Research*, 8 (2007), 379–397.
- [11] F. T. Connolly, A. E. Yagle, Modeling and Identification of the Combustion Pressure Process in Internal Combustion Engines: II – Experimental Results, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 115 (1993), 801–809.
- [12] Y. Wang, F. Chu, Real-time misfire detection via sliding mode observer, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19 (2005), 900–912.
- [13] Y. Wang, F. Chu, Application of non-linear observers to on-line estimation of indicated torque in automotive engines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 219 (2005), 65–75.
- [14] U. Kiencke, Engine misfire detection, *Control Engineering Practice*, 7 (1999), 203–208.
- [15] H. Fehrenbach, C. Hohmann, T. Schmidt, W. Schultalbers, Henning Rasche, Kompensation des Geberradfehlers im Fahrbetrieb, *Motortechnische Zeitschrift – MTZ*, 63 (2002), 588–591.
- [16] S. K. Chen, S. Chen, Engine Diagnostics by Dynamic Shaft Measurement: A Progress Report, SAE Paper 932416 (1993).
- [17] S. X. Chen, J. J. Moskwa, Application of Nonlinear Sliding-Mode Observers for Cylinder Pressure Reconstruction, *Control Engineering Practice*, 5 (1997), 1115–1121.
- [18] J. Chauvin, N. Petit, P. Rouchon, G. Corde, P. Moulin, M. Castagné, Observer Design for Torque Balancing on a DI Engine, SAE Paper 2004-01-1370 (2004).

-
- [19] J. Chauvin, G. Corde, P. Moulin, N. Petit, P. Rouchon, High Frequency Individual Cylinder Estimation for Control of Diesel Engines, *Oil & Gas Science and Technology*, 61 (2006), 57–72.
- [20] Z. S. Filipi, D. N. Assanis, A Nonlinear, Transient, Single-Cylinder Diesel Engine Simulation for Predictions of Instantaneous Engine Speed and Torque, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123 (2001), 951–959.
- [21] B. Lee, G. Rizzoni, Y. Guezennec, A. Soliman, M. Cavalletti, J. Waters, Engine Control Using Torque Estimation, *SAE Paper 2001-01-0995*, (2001).
- [22] H. K. Nehme, N. G. Chalhoub, N. A. Henein, Effects of Filtering the Angular Motion of the Crankshaft on the Estimation of the Instantaneous Engine Friction Torque, *Journal of Sound and Vibration*, 236 (2000), 881–894.
- [23] Y. Gao, R.B. Randall, Reconstruction of Diesel Engine Cylinder Pressure Using a Time Domain Smoothing Technique, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 13 (1999), 709–722.
- [24] N. A. Henein, W. Bryzik, C. Taylor, A. Nichols, Dynamic Parameters for Engine Diagnostics : Effect of Sampling, *SAE Paper 932411*, (1993).
- [25] G. A. Kfoury, N. G. Chalhoub, N. A. Henein, W. Bryzik, Enhancement of the accuracy of the (P- ω) method through the implementation of a nonlinear robust observer, *Journal of Sound and Vibration*, 291 (2006), 1080–1103.
- [26] N. G. Chaloub, H. Nehme, N. A. Henein, W. Bryzik, Effect of Structural Deformations of the Crank-Slider Mechanism on the estimation of the Instantaneous Engine Friction Torque, *Journal of Sound and Vibration*, 224 (1999), 489–503.
- [27] C. Kallenberger, H. Hamedović, Comparison of the Extended Kalman Filter and the Unscented kalman Filter for Parameter Estimation in Combustion Engines, *15th European Signal Processing Conference (EUSIPCO 2007)*, Poznan, Poland, (2007), 2424–2428.

-
- [28] L. Jianqiu, Y. Minggao, Momentary Engine Speed Signal Measurement : Noise Analysis and Compensation, SAE Paper 2000-01-0544, (2000).
- [29] H. Fehrenbach, C. Hohmann, T. Schmidt, W. Schultalbers, H. Rasche, Bestimmung des Motordrehmoments aus dem Drehzahlsignal, Motortechnische Zeitschrift – MTZ, 63 (2002), 1020–1027.
- [30] H. Fehrenbach, W. Held, F. Zuther, Drehmomentsbestimmung bei Verbrennungsmotoren durch Auswertung der Kurbelwellen Winkelgeschwindigkeit, Motortechnische Zeitschrift – MTZ, 59 (1998), 314-319.
- [31] D. T. Schmidt, I. A. V. Gmbh, D. H. Rasche, A. Ag, H. Fehrenbach, F.-institut Iitb, Drehzahlbasierte Bestimmung des Motormoments, 4. Symposium Steuerungssysteme Für Den Antriebsstrang, Berlin, (2003), 1–16.
- [32] M. Tomić, Identifikacija parametara matematičkog modela strujno-termodinamičkih procesa dizel-motora, Doktorska disertacija, Univerzitet u Beogradu, 1987.
- [33] A. E. Catania, D. Misul, A. Mittica, E. Spessa, A Refined Two-Zone heat release Model for Combustion Analysis in SI Engines, JSME International Journal, Series B, 46 (2003), 75–85.
- [34] P. L. Curto-Risso, A. Medina, A. C. Hernandez, Theoretical and simulated models for an irreversible Otto cycle, Journal of Applied Physics, 104, 094911 (2008), 1–11.
- [35] J. K. Ball, R. R. Raine, C. R. Stone, Combustion analysis and cycle-by-cycle variations in spark ignition engine combustion Part 1: An evaluation of combustion analysis routines by reference to model data, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 212 (1998), 381–399.

-
- [36] J. K. Ball, R. R. Raine, C. R. Stone, Combustion analysis and cycle-by-cycle variations in spark ignition engine combustion Part 2: A new parameter for completeness of combustion and its use in modelling cycle-by-cycle variations in combustion, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 212 (1998), 507–523.
- [37] C. D. Rakopoulos, C. N. Michos, Development and validation of a multi-zone combustion model for performance and nitric oxide formation in syngas fueled spark ignition engine, *Energy Conversion and Management*, 49 (2008), 2924–2938.
- [38] J. K. Ball, C. R. Stone, N. Collings, Cycle-by-cycle modelling of NO formation and comparison with experimental data, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 213 (1999), 175–189.
- [39] R. R. Raine, I. Wyszinski, C. R. Stone, Modelling of NO emissions from homogeneous and stratified charge spark ignition engines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 216 (2002), 403–412.
- [40] I. Arsie, C. Pianese, G. Rizzo, Models for the Prediction of Performance and Emissions in a Spark Ignition Engine - A Sequentially Structured Approach, *SAE Paper 980779*, (1998).
- [41] S. Soyly, J. V. Gerpen, Development of empirically based burning rate sub-models for a natural gas engine, *Energy Conversion and Management*, 45 (2004), 467–481.
- [42] S. Ramachandran, Rapid Thermodynamic Simulation Model of an Internal Combustion Engine on Alternate Fuels, *Proceedings of the International Multi Conference of Engineers and Computer Scientists – IMECS2009, Hong Kong, II* (2009).

-
- [43] R.G. Shyani, J.A. Caton, A thermodynamic analysis of the use of exhaust gas recirculation in spark ignition engines including the second law of thermodynamics, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 223 (2008), 131–150.
- [44] S. Hajireza, F. Mauss, Bengt Sunden, Two-Zone Model of Gas Thermodynamic State in SI Engines with Relevance for Knock, *The Fourth International Symposium COMODIA 98*, (1998), 203–208.
- [45] G. A. Karim, J. Gao, Criterion for Knock in SI Engines, *The Third International Symposium COMODIA 94*, (1994), 193–198.
- [46] S. H. Chan, J. Zhu, Modelling of engine in-cylinder thermodynamics under high values of ignition retard, *International Journal of Thermal Sciences*, 40 (2001), 94–103.
- [47] C. R. Ferguson, *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*, John Wiley & Sons Inc., 1986.
- [48] D. R. Buttsworth, Spark Ignition Internal Combustion Engine Modelling using Matlab, Faculty of Engineering & Surveying Technical Report TR-2002-02. (2002).
- [49] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Inc., New York, 1988.
- [50] R. Pischinger, M. Klell, T. Sams, *Thermodynamik des Verbrennungskraft maschinen*, Springer-Verlag, Wien, 2002.
- [51] G. P. Merker, C. Schwarz, G. Stiesch, F. Otto, *Simulation of combustion and pollutant formation for engine development*, Springer Verlag, Berlin, 2006.
- [52] U. Kiencke, L. Nielsen, *Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle*, 2nd Ed., Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2005.
- [53] R. Jankov, *Matematičko modeliranje strujno-termodinamičkih procesa i pogonskih karakteristika dizel-motora*, Naučna knjiga, Beograd, 1984.

-
- [54] R. R. Raine, R. C. Stone, J. Gould, Modeling of Nitric Oxide Formation in Spark Ignition Engines with a Multizone Burned Gas, *Combustion and Flame*, 102 (1995), 241–255.
- [55] S. Verhelst, C. G. W. Sheppard, Multi-zone thermodynamic modelling of spark-ignition engine combustion – An overview, *Energy Conversion and Management*, 50 (2009), 1326–1335.
- [56] S. Verhelst, S. Verstraeten, R. Sierens, Calculation of the power cycle of hydrogen IC engines, *World Hydrogen Energy Conference – WHEC 16*, (2006) 1–9.
- [57] X. Wang, P. Price, C.R. Stone, D. Richardson, Heat release and heat flux in a spray-guided direct-injection gasoline engine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 221 (2007), 1441–1452.
- [58] D. J. O. Nijeweme, J.B.W. Kok, C.R. Stone, L. Wyszynski, Unsteady in-cylinder heat transfer in a spark ignition engine: experiments and modelling, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 215 (2001), 747–760.
- [59] R. Stone, *Introduction to Internal Combustion Engines*, SAE International & Macmillan Press, Warrendale, PA, USA, 1999.
- [60] C.M. Taylor, *Engine Tribology*, Elsevier Science Publishers B. V., Amsterdam, 1993.
- [61] W. Pflaum, K. Mollenhauer, *Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*, List-Pisch, Springer Verlag, 1977.
- [62] C.F. Taylor, *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice: Vol.1*, MIT Press, 1985.
- [63] P. J. Shayler, S. A. May, T. Ma, The Determination of Heat Transfer from the Combustion Chambers of SI Engines The Determination of Heat Transfer from the Combustion Chambers of SI Engines, SAE Paper 931131, (1993).

-
- [64] P. J. Shayler, S. A. May, T. Ma, Heat Transfer to the Combustion Chamber Walls in Spark Ignition Engines, SAE Paper 950686, (1995).
- [65] G. Woschni, Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor, Motortechnische Zeitschrift – MTZ, 26 (1965), 128–133.
- [66] G. Woschni, Die Berechnung der Wanderverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren, Motortechnische Zeitschrift – MTZ, 31 (1970), 491–499.
- [67] G. Woschni, J. Fieger, Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärme- übergangskoeffizienten im Ottomotor, Motortechnische Zeitschrift – MTZ, 42 (1981), 229–234.
- [68] G. Hohenberg, Berechnung des gasseitigen Wärmeüberganges in Dieselmotoren, Motortechnische Zeitschrift – MTZ, 41 (1980), 321–326.
- [69] P. C. A. Finol, K. Robinson, Thermal modelling of modern engines : a review of empirical correlations to estimate the in-cylinder heat transfer coefficient, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 220 (2006), 1765–1781.
- [70] K. Chen, G. A. Karim, Evaluation of the instantaneous unsteady heat transfer in a rapid compression-expansion machine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 212 (1998), 351–362.
- [71] R. R. Raine, R. C. Stone, J. Gould, Modeling of Nitric Oxide Formation in Spark Ignition Engines with a Multizone Burned Gas, Combustion and Flame, 102 (1995), 241–255.
- [72] X. Wang, C. R. Stone, A study of combustion, instantaneous heat transfer, and emissions in a spark ignition engine during warm-up, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 222 (2008), 607–618.

-
- [73] S.-J. Yoo, E.-S. Kim, A Study of In-Cylinder Local Heat Transfer Characteristics of a Spark Ignition Engine, SAE Paper 931981, (1993).
- [74] K.-W. Cho, D. Assanis, Z. Filipi, G. Szekely, P. Najt, R. Rask, Experimental investigation of combustion and heat transfer in a direct-injection spark ignition engine via instantaneous combustion chamber surface temperature measurements, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 222 (2008), 2219–2233.
- [75] S.-B. Han, J.-Y. Chung, Y.-J. Kwon, S. Lee, Empirical Formula for Instantaneous Heat Transfer Coefficient in Spark Ignition Engine, SAE Paper 972995, (1997).
- [76] J. P. Holman, Heat Transfer, 8th Ed., McGraw-Hill Inc., 1997.
- [77] N. Watson, Turbocharging the Internal Combustion Engine, 1st Ed., Palgrave Macmillan, 1982.
- [78] J. Chang, O. Güralp, Z. Filipi, D. Assanis, T.-wei Kuo, P. Najt, et al., New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux, SAE Paper 2004-01-2996, (2004).
- [79] R. Reid, J. M. Prausnitz, B.E. Poling, The Properties of Gases and Liquids, 4th Ed., McGraw-Hill Inc., 1987.
- [80] G. Hohenberg, I. Killman, Basic findings obtained from measurement of the combustion process, XIX Fisita Congress, Melbourne, Australia, (1980) paper 8216.
- [81] G. Woschni, Karl Huber, The Influence of Soot Deposits on Combustion Chamber Walls on Heat Losses in Diesel Engines, SAE Paper 910297, (1991).
- [82] H. Hiereth, P. Prenninger, Charging the Internal Combustion Engine, Powertrain, Springer Verlag, Wien NewYork, 2003.
- [83] C. F. Taylor, The Internal Combustion Engine in Theory and Practice: Vol. 2, MIT Press, 1985.

-
- [84] P. W. Manz, *Indiziertechnik an Verbrennungsmotoren, Vorlesung*, Technische Univ. Carlo-Wilhelmina, Braunschweig, 2001.
- [85] E. Mattarelli, A. Valentini, *On The Flow Modeling Through The Valve Assembly In Engine Cycle Simulations*, SAE Paper 2000-01-0570, (2000).
- [86] H. Xu, *Some Critical Technical Issues on the Steady Flow Testing of Cylinder Heads*, SAE Paper 2001-01-1308, (2001).
- [87] J. H. Grau, J. M. García, J. P. García, A. V. Robles, R. R. Pastor, *Modelling Methodology of a Spark-Ignition Engine and Experimental Validation Part I: Single-Zone Combustion Model*, SAE Paper 2002-01-2193, (2002).
- [88] H. Daneshyar, *One-dimensional compressible flow*, 1st Ed., Pergamon Press, Oxford; New York, 1976.
- [89] J. H. Grau, J. M. García, J. P. García, A. V. Robles, R. R. Pastor, *Modelling Methodology of a Spark-Ignition Engine and Experimental Validation Part II: Gas Exchange Process*, SAE Paper 2002-01-2194, (2002).
- [90] R. I. Gault, D. J. Thornhill, R. Fleck, *Alternative method to evaluate discharge coefficients. Part 1: Feasibility study*, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 221 (2007), 1653–1663.
- [91] R. I. Gault, D. J. Thornhill, R. Fleck, *Alternative method to evaluate discharge coefficients. Part 2: case study*, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 223 (2009), 627–636.
- [92] S. J. Kirkpatrick, G. P. Blair, R. Fleck, R. K. McMullan, *Experimental Evaluation of 1-D Computer Codes for the Simulation of Unsteady Gas Flow Through Engines – A First Phase*, SAE Paper 941685. (1994).
- [93] G. P. Blair, *Design and Simulation of Two-Stroke Engines*, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA, USA, 1996.

-
- [94] G. C. J. Van Niekerk, Effect of the Tailpipe Entry Geometry on a Two-Stroke Engine's Performance Prediction, Master Thesis, Faculty of Engineering, University of Pretoria, (2000).
- [95] G. P. Blair, Correlation of an Alternative Method for the Prediction of Engine Performance Characteristics with Measured Data, SAE Paper 930501, (1993).
- [96] G. P. Blair, F. M. M. Drouin, Relationship between discharge coefficients and accuracy of engine simulation, SAE Paper 962527, (1996).
- [97] G. P. Blair, H. B. Lau, A. Cartwright, B. D. Raghunathan, D. O. Mackey, Coefficients of Discharge at the Aperature of Engines, SAE Paper 952138, (1995).
- [98] G. P. Blair, Empiricism and Simulation in the Design of the High Performance Four-Stroke Engine, SAE Paper 983046, (1998).
- [99] G. P. Blair, Design and Simulation of Engines: A Century of Progress, SAE Paper 1999-01-3346, (1999).
- [100] R. L. Norton, Cam Design and Manufacturing Handbook, 2nd Ed., Industrial Press Inc., 2009.
- [101] G. Hohenberg, Definition und Eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels von Kolbenmaschinen, Automobil Industrie, (1976), 15–21.
- [102] H. Chang, Y. Zhang, L. Chen, Gray forecast of Diesel engine performance based on wear, Applied Thermal Engineering, 23 (2003), 2285–2292.
- [103] K. Wannatong, Simulation algorithm for piston ring dynamics, Simulation Modelling Practice and Theory, 16 (2008), 127–146.
- [104] H. H. Pribsch, H. M. Herbst, R. Movement, Simulation of Effects of Piston Ring Parameters on Ring Movement , Friction, Blow-by and LOC, Motortechnische Zeitschrift – MTZ, 60 (1999), 772–779.
- [105] AVL Boost v5.0 Users Guide, AVL LIST GmbH, Graz, 2006.

-
- [106] S. O. B. Shrestha, G. A. Karim, A predictive model for gas fueled spark ignition engine applications, SAE Paper 1999-01-3482, (1999).
- [107] C. Borgnake, P. Puyinauskas, Y. Xiao, Spark ignition Engine simulation Models, Department of Mechanical Engineering & Applied Mechanics University of Michigan, (1986) Technical Report UM-MEAM-86-35.
- [108] A. Chow, M. L. Wyszynski, Thermodynamic modelling of complete engine systems – A review, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 213 (1999), 403–415.
- [109] P. L. Curto-Risso, A. Medina, A. C. Hernández, Optimizing the geometrical parameters of a spark ignition engine: Simulation and theoretical tools, Applied Thermal Engineering, 31 (2011), 803–810.
- [110] S. Verhelst, R. Sierens, A quasi-dimensional model for the power cycle of a hydrogen-fuelled ICE, International Journal of Hydrogen Energy, 32 (2007), 3545–3554.
- [111] Z. Filipi, Kompjuterska simulacija radnog ciklusa turbopunjenog oto-motora, Doktorska disertacija, Univerzitet u Beogradu, 1992.
- [112] J. I. Ghojel, Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research, International Journal of Engine Research, 11 (2010), 297–312.
- [113] F. Lindström, H.-E. Angström, G. Kalghatgi, C. E. Möller, An Empirical SI Combustion Model Using Laminar Burning Velocity Correlations, SAE Paper 2005-01-2106, (2005).
- [114] F. Lindström, Empirical Combustion Modeling in SI Engines, PhD Thesis, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, 2005.
- [115] F. Bonatesta, B. Waters, P. J. Shayler, Burn angles and form factors for Wiebe function fits to mass fraction burned curves of a spark ignition engine with variable valve timing, International Journal of Engine Research, 11 (2010), 177–186.

-
- [116] F. Bonatesta, P. J. Shayler, Factors influencing the burn rate characteristics of a spark ignition engine with variable valve timing, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 222 (2008), 2147–2158.
- [117] J. Galindo, H. Climent, B. Plá, V. D. Jiménez, Correlations for Wiebe function parameters for combustion simulation in two-stroke small engines, *Applied Thermal Engineering*, 31 (2011), 1190–1199.
- [118] R. H. Kumar, A. J. Antony, New Empirical Correlations for Simulating the Influence of Compression Ratio on Ignition Delay and Overall Combustion Duration in SI Engines, *Proceedings of the World Congress on Engineering*, London, 2009.
- [119] H. Bayraktar, O. Durgun, Development of an empirical correlation for combustion durations in spark ignition engines, *Energy Conversion and Management*, 45 (2004), 1419–1431.
- [120] H. Bayraktar, Theoretical investigation of flame propagation process in an SI engine running on gasoline–ethanol blends, *Renewable Energy*, 32 (2007), 758–771.
- [121] E. Zervas, Comparative study of some experimental methods to characterize the combustion process in a SI engine, *Energy*, 30 (2005), 1803–1816.
- [122] F. Zacharias, Mollier - I/S/Diagramme für Verbrennungsgase in der Datenverarbeitung, *Motortechnische Zeitschrift – MTZ*, 31 (1970), 296–303.
- [123] R. B. Krieger, G. L. Borman, The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines, *ASME*, (1966), 66-WA/DGP-4.
- [124] M. Klein, L. Eriksson, A Comparison of Specific Heat Ratio Models for Cylinder Pressure Modeling, in: *5th Conference on Computer Science and Systems Engineering (CCSSE)*, Norrköping, Sweden, 2004.
- [125] M. Klein, L. Eriksson, A Specific Heat Ratio Model for Single-Zone Heat Release Models, *SAE Paper 2004-01-1464*, (2004).

-
- [126] M. Klein, Single-Zone Cylinder Pressure Modeling and estimation for Heat release Analysis of SI Engines, Linköping University, Sweden, 2007.
- [127] National Institute of Standards and Technology, NIST Chemistry WebBook, (2012), <http://webbook.nist.gov/chemistry/>.
- [128] National Institute of Standards and Technology, NIST-JANAF Thermochemical Tables, (2012), <http://kinetics.nist.gov/janaf/>.
- [129] R. A. Svehla, B. J. McBride, Fortran IV Computer Program for Calculation of Thermodynamic and Transport Properties of Complex Chemical systems (NASA Technical Note TN D-7056), National Aeronautics and Space Administration (NASA), Cleveland, Ohio, 1973.
- [130] CHEMKIN, A Software Package for the Analysis of Gas-Phase Chemical and Plasma Kinetics, CHE-036-1, CHEMKIN Collection Release 3.6, Sandia National Laboratories, 2000.
- [131] CHEMKIN, THERMODYNAMIC DATABASE, THE-036-1, CHEMKIN Collection Release 3.6, Sandia National Laboratories, 2000.
- [132] CHEMKIN, EQUIL - A program for Computing Chemical Equilibria, EQU-036-1, CHEMKIN Collection Release 3.6, Sandia National Laboratories, 2000.
- [133] CANTERA, An object-oriented software toolkit for chemical kinetics, thermodynamics and transport processes, (2012), <http://code.google.com/p/cantera/>.
- [134] L. Eriksson, Documentation for the CHEMical Equilibrium Program Package CHEPP, Vehicular Systems, Department of Electrical Engineering, Linköping University, 2000.
- [135] C. Olikara, G. L. Borman, A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to IC Engines, SAE Paper 750468, (1975).

-
- [136] Y. Xiao, Thermodynamic properties for Engine Combustion Simulations, Technical Report UM-MEAM-90-07, Department of Mechanical Engineering & Applied Mechanics University of Michigan, Ann Arbor, (1989).
- [137] C. Depcik, Open-Ended Thermodynamic Cycle Simulation, University of Michigan, 2000.
- [138] S. Gordon, B. J. McBride, Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications: Part I – Analysis, NASA Reference Publication RP-1311-P1, (1994).
- [139] S. Gordon, B. J. McBride, Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications: Part II – User Manual and Description, NASA Reference Publication RP-1311-P2, (1996).
- [140] A. Burcat, B. Ruscic, Third Millennium Ideal Gas and Condensed Phase Thermochemical Database for Combustion with Updates from Active Thermochemical Tables, ANL-05/20 TAE 960, Argonne National Laboratory, Univ. of Chicago, (2005).
- [141] A. Burcat, BURCAT.THR – Extended Third Millennium Thermodynamic Database for Combustion and Air-Pollution Use with updates from Active Thermochemical Tables, Aerospace Engineering, Technion – Israel Inst. of Technology, (2010) <http://www.technion.ac.il/~aer0201/>.
- [142] L. Rosario, M. Michele, Thermodynamic Property Models for Unburned Mixtures and Combustion Gases, *International Journal of Thermodynamics*, 9 (2006), 73–80.
- [143] S. Yagi, K. Fujiwara, N. Kuroki, Y. Maeda, Estimate of Total Engine Loss and Engine Output in Four Stroke S.I. Engines, SAE Paper 910347, (1991).
- [144] I. Arsie, C. Pianese, G. Rizzo, R. Flora, E. Al, Development and Validation of a Model for Mechanical Efficiency in a Spark Ignition Engine, SAE Paper 1999-01-0905, (1999).

-
- [145] D. Sandoval, J. Heywood, An Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines, SAE Paper 2003-01-0725, (2003).
- [146] R. Tuccillo, L. Arnone, F. Bozza, R. Nocera, A. Senatore, N. Federico, Experimental Correlations for Heat Release and Mechanical Losses in Turbocharged Diesel Engines, SAE Paper 932459, (1993).
- [147] R. Stanley, D. Taraza, N. Henein, W. Bryzik, A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly, SAE Paper 1999-01-0974, (1999).
- [148] G. A. Livanos, N. P. Kyrtatos, A Model of the Friction Losses in Diesel Engines, SAE Paper 2006-01-0888, (2006).
- [149] G. A. Livanos, N. P. Kyrtatos, Friction model of a marine diesel engine piston assembly, Tribology International, 40 (2007), 1441–1453.
- [150] E. Ciulli, G. Rizzoni, J. Dawson, Numerical and Experimental Study of Friction on a Single Cylinder CFR Engine, SAE Paper 960357, (1996).
- [151] A. L. Guzzomi, D. C. Hesterman, B. J. Stone, The effect of piston friction on engine block dynamics, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 221 (2007), 277–289.
- [152] 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, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 222 (2008), 397–414.
- [153] D. Taraza, N. Henein, W. Bryzik, Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines, SAE Paper 2000-01-0921, (2000).
- [154] D. Taraza, N. A. Henein, R. Ceausu, W. Bryzik, Complex Diesel Engine Simulation with Focus on Transient Operation, Energy & Fuels, 22 (2008), 1411–1417.

-
- [155] Y. H. Zweiri, J. F. Whidborne, L. D. Seneviratne, Instantaneous friction components model for transient engine operation, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 214 (2000), 809–824.
- [156] C. Rakopoulos, D. Hountalas, A. Koutroubousis, T. Zannis, Application and Evaluation of a Detailed Friction Model on a DI Diesel Engine with Extremely High Peak Combustion Pressures, *SAE Paper 2002-01-0068*, (2002).
- [157] D. Kouremenos, C. Rakopoulos, D. Hountalas, T. Zannis, Development of a Detailed Friction Model to Predict Mechanical Losses at Elevated Maximum Combustion Pressures, *SAE Paper 2001-01-0333*, (2001).
- [158] R. Thring, *Engine Friction Modeling*, *SAE Paper 920482*, (1992).
- [159] S.-S. Lin, D. J. Patterson, Piston-Ring Assembly Friction Modeling by Similarity Analysis, *SAE Paper 930749*, (1993).
- [160] T. A. Stolarski, *Tribology in Machine Design*, Butterworth-Heinemann, Oxford, England, 2000.
- [161] G. W. Stachowiak, A. W. Batchelor, *Engineering Tribology*, Butterworth-Heinemann, Elsevier Inc., 2006.
- [162] K.-P. Ha, J.-S. Kim, M.-R. Cho, D. Y. Oh, Development of Piston Friction Force Measurement System, *SAE Paper 2002-01-2902*, (2002).
- [163] R. Harari, E. Sher, Measurement of Engine Friction Power by Using Inertia Tests, *SAE Paper 950028*, (1995).
- [164] F. Koch, U. Geiger, F. Hermsen, PIFFO – Piston Friction Force Measurements During Engine Operation, *SAE Paper 960306*, (1996).
- [165] M. Soejima, Y. Wakuri, T. Kitahara, Y. Ejima, Y. Nakata, Studies on the measuring method of the total friction loss of internal combustion engines, *JSAE Review*, 15 (1994), 107–101.

-
- [166] L. L. Ting, Development of a Reciprocating Test Rig for Tribological Studies of Piston Engine Moving Components – Part I: Rig Design and Piston Ring Friction Coefficients Measuring Method, SAE Paper 930685, (1995).
- [167] L. L. Ting, Development of a Reciprocating Test Rig for Tribological Studies of Piston Engine Moving Components – Part II: Measurements of Piston Ring Friction Coefficients and Rig Test Confirmation, SAE Paper 930686, (1993).
- [168] Y. Wakuri, M. Soejima, Y. Ejima, T. Hamatake, E. Al, Studies on Friction Characteristics of Reciprocating Engines, SAE Paper 952471, (1995).
- [169] Federal Mogul Piston Ring Handbook, Federal Mogul Burscheid GmbH and Federal Mogul Corporation, (2008), <http://www.federalmogul.com>.
- [170] K. Ushijima, K. Moteki, T. Goto, S. Aoyama, A Study on Engine Bearing Performance Focusing on the Viscosity–Pressure Characteristic of the Lubricant and Housing Stiffness, SAE Paper 961144, (1996).
- [171] M. Teodorescu, D. Taraza, N. Henein, W. Bryzik, Experimental Analysis of Dynamics and Friction in Valve Train Systems, SAE Paper 2002-01-0484, (2002).
- [172] M. Teodorescu, D. Taraza, N. Henein, W. Bryzik, Simplified Elasto-Hydrodynamic Friction Model of the Cam-Tappet Contact, SAE Paper 2003-01-0985, (2003).
- [173] M. Teodorescu, D. Taraza, Combined multi-body dynamics and experimental investigation for determination of the cam-flat tappet contact condition, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 218 (2004), 133–142.
- [174] M. Teodorescu, M. Kushwaha, H. Rahnejat, D. Taraza, Elastodynamic transient analysis of a four-cylinder valvetrain system with camshaft flexibility, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 219 (2005), 13–25.

-
- [175] J. Guo, W. Zhang, D. Zou, Investigation of dynamic characteristics of a valve train system, *Mechanism and Machine Theory*, 46 (2011), 1950–1969.
- [176] M. Kushwaha, H. Rahnejat, Z. M. Jin, Valve-train dynamics: a simplified tribo-elasto-multi-body analysis, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 214 (2000), 95–110.
- [177] R. Roshan, M. Priest, A. Neville, A. Morina, X. Xia, J. H. Green, et al., Friction modelling in an engine valve train considering the sensitivity to lubricant formulation, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 223 (2009), 413–424.
- [178] L. Yang, A. Ito, H. Negishi, A Valve Train Friction and Lubrication Analysis model and its Application in a Cam/Tappet Wear Study, SAE Paper 962030, (1996).
- [179] E. E. Klaus, E. J. Tewksbury, *Lubricants and Their Application*, CRC Handbook of Lubrication Theory and Practice of Tribology, Volume II: Theory and Design,, CRC Press, 1988.
- [180] L. Houpert, New Results of Traction Force Calculations in Elastohydrodynamic Contacts, *Journal of Tribology*, 107 (1985), 241–248.
- [181] E. Höglund, Influence of lubricant properties on elastohydrodynamic lubrication, *Wear*, 232 (1999), 176–184.
- [182] R. Larsson, P. O. Larsson, E. Eriksson, M. Sjöberg, E. Höglund, Lubricant properties for input to hydrodynamic and elastohydrodynamic lubrication analyses, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 214 (2000), 17–27.
- [183] C. J. Seeton, Viscosity–temperature correlation for liquids, *Tribology Letters*, 22 (2006), 67–78.
- [184] Parker-Hannifin, *Rotary Seals Design Guide*, (2006).
- [185] SIMRIT, *Radial Shaft Seal Technical Manual*, Simrit Publ. No. 4100, (2006).

-
- [186] K. E. Hafner, H. Maass, Theorie der Triebwerksschwingungen der Verbrennungskraftmaschine Band 1–4, Springer-Verlag Wien/VEB Verlag Technik, Berlin, 1984.
- [187] Z. P. Mourelatos, A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines, *Computers & Structures*, 79 (2009), 2009–2027.
- [188] G. F. Mauer, Modeling and Experimental Validation of Torsional Crankshaft Dynamics, SAE Paper 940630, (1994).
- [189] D. Taraza, N. Henein, W. Bryzik, Experimental Determination of the Instantaneous Frictional Torque in Multicylinder Engines, SAE Paper 962006, (1996).
- [190] T. S. Brown, W. S. Neill, Determination of Engine Cylinder Pressures from Crankshaft Speed Fluctuations, SAE Paper 920463, (1992).
- [191] D. Taraza, Statistical Correlation Between the Crankshaft's Speed Variation and Engine Performance – Part I: Theoretical Model, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 125 (2003), 791–796.
- [192] D. Taraza, Statistical Correlation Between the Crankshaft's Speed Variation and Engine Performance – Part II: Detection of Deficient Cylinders and Mean Indicated Pressure Calculation, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 125 (2003), 797–803.
- [193] Y.-Y. Wang, V. Krishnaswami, G. Rizzoni, Event-based estimation of indicated torque for IC engines using sliding-mode observers, *Control Engineering Practice*, 5 (1997), 1123–1129.
- [194] D. G. Rideout, J. L. Stein, L. S. Louca, Systematic Assessment of Rigid Internal Combustion Engine Dynamic Coupling, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 130 (2008), 022804.
- [195] M. Tomic, S. Popovic, N. Miljic, S. Petrovic, M. Cvetic, D. Knezevic, et al., A quick, simplified approach to the evaluation of combustion rate from an internal combustion engine indicator diagram, *Thermal Science*, 12 (2008), 85–102.

-
- [196] E. Pipitone, A. Beccari, S. Beccari, Confronto sperimentale tra metodi termodinamici per la determinazione della posizione del punto morto superiore, Conference MIS-MAC X, Napoli, (2008).
- [197] M. Tazerout, O. L. Corre, S. Rousseau, TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature–Entropy Diagram, SAE Paper 1999-01-1489, (1999).
- [198] M. Tazerout, O. Le Corre, P. Stouffs, Compression Ratio and TDC calibrations using Temperature–Entropy Diagram, SAE Paper 1999-01-3509, (1999).
- [199] S. Popović, M. Tomić, N. Miljić, M. Kitanović, P. Mrđa, The influence of dynamic engine model parameters on crankshaft instantaneous angular speed – sensitivity and error analysis, International Congress Motor Vehicles & Motors 2012, Kragujevac, MVM2012-032, Kragujevac, 1–13.
- [200] P. E. Gill, W. Murray, M. H. Wright, Practical Optimization, Academic Press Inc., London, 1981.
- [201] J. L. Kuester, J. H. Mize, Optimization Techniques with Fortran, McGraw-Hill Inc., 1973.
- [202] J. Nocedal, S. J. Wright, Numerical Optimization, Springer Science & Business Media, LLC, 2006.
- [203] W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling, B. P. Flannery, Numerical Recipes in FORTRAN 77, Cambridge University Press, 1992.
- [204] K. Madsen, H. B. Nielsen, O. Tingleff, Methods for Non-Linear Least Squares Problems, 2nd Ed., Technical Univ. of Denmark, Copenhagen, 2004.
- [205] H. P. Gavin, The Levenberg-Marquardt method for nonlinear least squares curve-fitting problems, Department of Civil and Environmental Engineering, Department of Civil and Environmental Engineering, Duke University, (2011), <http://www.duke.edu/~hpgavin/ce281/>.

- [206] T. Jurković, M. Tomić, S. Petrović, M. Cvetić, S. Popović, N. Miljić, et al., Usisni sistem motora varijabilne geometrije „DUAL PORT”, Tehničko Rešenje u okviru projekta 14074–TR, Ministarstvo za nauku i tehnološki razvoj Republike Srbije, Recenzenti: prof. dr Stevan Veinović, prof. dr Radivoje Pešić, Beograd, 2009.
- [207] M. Tomić, S. Petrović, S. Popović, N. Miljić, Razvoj benzinskog motora DMB 1.4 EFI sa turbopunjenjem, „Zastava“, Časopis za nauku u praksi, ISBN 0352-292X. XXI (2009), 15–19.
- [208] M. Tomić, S. Petrović, S. Popović, N. Miljić, Razvoj benzinskog motora DMB 1.4 sa turbopunjenjem i elektronskim ubrizgavanjem, Simpozijum termičara Srbije, Zbornik radova, ISBN 978-86-80587-96-7, Sokobanja, 2009, 353–362.
- [209] M. Tomić, S. Popović, N. Miljić, S. Petrović, V. Stajić, Primena turbopunjenja na motoru DMB 1,4 MPI, in: Međunarodna konferencija DEMI 2009, Zbornik radova, ISBN 978-99938-39-23-1, Banja Luka, 2009, 541–546.
- [210] N. Miljić, S. Popović, M. Cvetić, Maseni protokomer za vazduh velikog kapaciteta HCHFM – FME 5000, Tehničko rešenje u okviru projekta 6380–TR, Ministarstvo za nauku i tehnološki razvoj Republike Srbije, Recenzenti: prof. dr Branimir Reljin i prof. dr Dragan Kandić, Beograd, 2005–2008. (2008).
- [211] S. Popović, N. Miljić, Univerzalni 4-kanalni modul za kondicioniranje signala MSGA-41, Tehničko rešenje u okviru projekta 6380–TR, Ministarstvo za nauku i tehnološki razvoj Republike Srbije, Recenzenti: prof. dr Branimir Reljin i prof. dr Dragan Kandić, Beograd, 2005–2008. (2008).
- [212] P. Mrđa, N. Miljić, M. Kitanović, S. Popović, Model based approach in YAMAHA R6 Formula Student engine control parameters optimisation, International Congress Motor Vehicles & Motors 2012, Kragujevac, MVM2012-024, 1–10.

- [213] S. Popović, N. Miljić, M. Cvetić, Sistem za kontinualno merenje trenutnog masenog protoka goriva FCMS-3000, Tehničko rešenje u okviru projekta 6380–TR, Ministarstvo za nauku i tehnološki razvoj Republike Srbije, Recenzenti: prof. dr Branimir Reljin i prof. dr Dragan Kandić, Beograd, (2008).
- [214] N. Miljić, M. Tomić, S. J. Popović, M. Kitanović, Comparative Study on Combustion Features Extraction Methods in IC Engines Using Neural Networks Models, International Congress Motor Vehicles & Motors 2012, Kragujevac, MVM2012-030, 1–14.
- [215] S. J. Popović, M. V. Tomić, Possibilities to identify engine combustion model parameters by analysis of the instantaneous crankshaft angular speed, (ISSN 0354-9836), OnLine-First (00):6-6, 2013, DOI: 10.2298/TSCI120907006P, <http://www.doiserbia.nb.rs/img/doi/0354-9836/2013%20OnLine-First/0354-8361300006P.pdf>.

Biografija

Ime i prezime: Slobodan J. Popović
Datum rođenja: 04.12.1967.
Mesto rođenja: Beograd
Porodično stanje: oženjen, jedno dete

Školovanje

1974. – 1982. Osnovna škola u beogradu
1982. – 1986. Matematičko-tehnička srednja škola „Mihajlo Petrović - Alas“ (IX gimnazija) u Beogradu
1987. – 1992. Studije na Mašinskom fakultetu u Beogradu, odsek za motore sa unutrašnjim sagorevanjem
11.04.1994 Odbranjen diplomski rad na Mašinskom fakultetu u Beogradu pod nazivom „Usavršavanje motora DMB 1,4 l primenom promenljive šeme razvoda“, mentor prof. dr Stojan Petrović
1994. – 1996. Postdiplomske studije na Mašinskom fakultetu u Beogradu
04.10.1999. Odbranjen magistarski rad na Mašinskom fakultetu u Beogradu pod nazivom „Istraživanje eksperimentalnih metoda određivanja emisije čestica dizel-motora“, mentor prof. dr Stojan Petrović

Karijera

04.1994. – 11.1994. Stipendista Ministarstva za nauku, istraživač-saradnik na Katedri za motore Mašinskog fakulteta u Beogradu
11.1994. – 11.1999. Asistent pripravnik na Katedri za motore Mašinskog fakulteta u Beogradu
11.1999. – Asistent na Katedri za motore Mašinskog fakulteta u Beogradu

Izjava o autorstvu

Potpisani-a Slobodan J. Popović

Broj upisa _____

Izjavljujem

da je doktorska disertacija pod naslovom

Istraživanje i razvoj metode za analizu radnog procesa motora na osnovu merenja

trenutne ugaone brzine kolenastog vratila

- 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.

U Beogradu, 28.02.2013.

Potpis doktoranda

Slobodan J. Popović

Izjava o istovetnosti štampane i elektronske verzije doktorskog rada

Ime i prezime
autora: Slobodan J. Popović

Broj upisa: _____

Studijski program: Doktorske studije

Naslov rada: Istraživanje i razvoj metode za analizu radnog procesa motora na osnovu merenja trenutne ugaone brzine kolenastog vratila

Mentor: Prof. dr Miroљjub Tomić

Potpisani: Slobodan J. Popović

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.

U Beogradu, 28.02.2013.

Potpis doktoranda

Slobodan J. Popović

Izjava o korišćenju

Ovlašćujem Univerzitetsku biblioteku „Svetozar Marković“ da u Digitalni repozitorijum Univerziteta u Beogradu unese moju doktorsku disertaciju pod naslovom:

Istraživanje i razvoj metode za analizu radnog procesa motora na osnovu merenja

trenutne ugaone brzine kolenastog vratila

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).

U Beogradu, 28.02.2013.

Potpis doktoranda

Slavica J. Perović