Dr Dragoljub Vujić,
dipl. inž.
Vojnotehnički institut VJ,
Beograd

TESTOVI IZDRŽLJIVOSTI KOMPONENATA VAZDUHOPLOVNE OPREME PRIMENOM MATEMATIČKE STATISTIKE

UDC: 629.7.01/.02.001.573

Rezime:

Korišćenjem metode matematičke statistike analizirani su rezultati testa izdržljivosti dve karakteristične komponente turbomlaznog motora. Prvi se odnosi na dugotrajna ispitivanja pumpe za gorivo, a drugi na ispitivanja mikropumpi za podmazivanje ležajeva motora. Ispitivanja su obavljena u laboratorijskim uslovima primenom metode simulacije režima rada komponenti u trajanju od 1000 časova.

Ključne reči: turbomlazni motor, sistem za gorivo, pumpa za gorivo, mikropumpa, test izdržljivosti.

THE ENDURANCE TESTS OF THE AERONAUTICAL EQUIPMENT COMPONENTS BY MATHEMATICAL STATISTICS APPLICATION

Summary:

The endurance test results of two representative components of turbojet engine are analysed using methods of mathematical statistics. The first test is related to endurance of the fuel pump, and the second one to the micropumps investigations. Researches have been performed in laboratory conditions simulating working regime of presented components during the period of 1000 hours.

Key words: Turbojet engine, fuel system, fuel pump, micropump, endurance test.

Uvod

Komponente vazduhoplovnih tehničkih sistema podvrgavaju se testovima izdržljivosti, odnosno ispitivanjima na trajnost u skladu sa definisanim standardima. Ta ispitivanja se realizuju u odgovarajućim fazama opremanja (završna ispitivanja, usvajanje i osvajanje) naoružanjem i vojnom opremom (NVO). Uslove i dužinu trajanja ispitivanja i spektar opterećenja izdržljivosti (ispitivanja se obično obavljaju do pojave stanja »u otkazu« ili do dostizanja određenog broja ekvivalentnih ciklusa, unapred definisanih programom ispitivanja) određuje projektant tehničkog sistema.

U ovom radu je, korišćenjem metode matematičke statistike, izvršena analiza rezultata testa izdržljivosti pumpe za gorivo i mikropumpi sistema za podmazivanje ležajeva motora. Navedene komponente vazduhoplovnih motora, razvijene su i proizvedene u saradnji Vojnotehničkog instituta Vojске Jugoslavije (VTI VJ) i naše namenske proizvodnje. Pumpa za gorivo predstavlja jednu od najvažnijih komponenti sistema za napajanje gorivom čije stanje »u otkazu« dovodi do gubitka radne sposobnosti vazduhoplova. Pumpa za gorivo se po konstruktivnim i tehnološkim osobinama bitno razlikuje od do sada proizvedenih pumpi, jer su novim konstruktivnim tehno-

loškim rešenjima zadovoljeni svi tehnički zahtevi, posebno pitanje regulacije i rada sa lako zapaljivim fluidom (kerozinom), koji ne poseduje maziva svojstva. Po svojim funkcionalnim karakteristikama može u potpunosti da zameni pumpu poznatog inostranog proizvođača »Lucas« čiji su proizvodi široko zastupljeni na našim vazduhoplovima. Osnovne konstruktivno-tehnološke karakteristike, kao i problematika razvojnih ispitivanja pumpe dati su u [8]. Mikropumpe su namenjene za podmazivanje srednjeg i zadnjeg ležaja turbomlaznog motora VIPER. Smeštene su na uljnoj pumpi koja dobija pogon preko kućišta pogonskog agregata motora. Količina ulja koja se ubrizgava je u tačno određenim granicama, a stepen pouzdanosti mikropumpi mora biti veoma visok. Ukoliko je količina ulja ispod minimuma može doći do »zaribavanja« ležajeva, a ukoliko je iznad maksimuma dolazi do taloženja čvrstog ugljenika na disku prvog stepena turbine. Povećano taloženje ugljenika dovodi do neravnomernog hlađenja diska, njegove deformacije i pojave stanja »u otkazu«.

Ispitivanja izdržljivosti obavljena su u laboratorijskim uslovima primenom metode simulacije režima rada pumpi na ispitnim uređajima, u trajanju od 1000 časova.

Statistička obrada rezultata dobijenih eksperimentima

Radi statističke obrade rezultata dobijenih eksperimentima, izmerene vrednosti relevantnih parametara za vreme trajanja testa izdržljivosti označene su sa: $x_1, x_2, \dots, x_n$, a frekvencije njihovog pojavljivanja sa $f_1, f_2, \dots, f_n$, pri čemu je:

$$N = f_1 + f_2 + \dots + f_n. \quad (1)$$

Kod pumpe za gorivo to su vrednosti obrtnog momenta na pogonskom vra-

tilu (M) gde je N — broj merenja, a kod mikropumpi vrednosti protoka (Q).

Parametri koji reprezentuju centar rasturanja su srednja vrednost ($\bar{x}$), empirijska disperzija (s^2) i standardno odstupanje (σ) čiji izrazi imaju sledeće matematičke oblike:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n x_i f_i \quad (2)$$

$$s^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n f_i (x_i - \bar{x})^2 \quad (3)$$

Pozitivan kvadratni koren iz disperzije, poznat je kao standardno odstupanje σ (za velike vrednosti N, prema zakonu velikih brojeva, s se malo razlikuje od σ).

Za detaljniji opis raspodele učestanosti pogonskog momenta i protoka uvedeni su, prema [11], koeficijent asimetrije $\bar{K}_A$ i koeficijent spljoštenosti (ekscesa) $\bar{K}_E$ u obliku:

$$\bar{K}_A = \frac{\bar{\mu}_3}{s^3} \quad (4)$$

$$\bar{K}_E = \frac{\bar{\mu}_4}{s^4} - 3 \quad (5)$$

gde su $\bar{\mu}_r = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n f_i (x_i - \bar{x})^r$, ($r=3, 4$)

centralni momenti višeg reda.

Za upoređivanje disperzija različitih statističkih skupova uveden je koeficijent varijacije $\bar{K}_v$ kao relativna karakteristika disperzije, u obliku:

$$\bar{K}_v = \frac{s}{\bar{x}} = 100 \frac{s}{\bar{x}} \% \quad (6)$$

Radi lakšeg praćenja i tumačenja rezultata ispitivanja, na slici 1 dat je

grafički prikaz koeficijenata $\bar{K}_A$ i $\bar{K}_E$. Kod simetrične raspodele je $\bar{K}_A=0$. Ukoliko je $\bar{K}_A<0$ asimetrija je negativna, odnosno raspodela je asimetrična

kom za spoljašnje (daljinsko) upravljanje. Šematski prikaz sastavnih elemenata i principa rada pumpe ilustrovan je na slici 2.

Sl. 1 — Koeficijenti asimetrije $\bar{K}_A$ i spljoštenosti $\bar{K}_E$

nalevo. Ako je $\bar{K}_A>0$, tada je asimetrija pozitivna, odnosno raspodela je asimetrična nadesno. Očigledno, raspodela je više asimetrična, ukoliko je koeficijent asimetrije veći po apsolutnoj vrednosti. Ako je

- $0<|\bar{K}_A|<0,1$, nema asimetrije,
- $0,1<|\bar{K}_A|<0,25$, asimetrija je mala,
- $0,25<|\bar{K}_A|<0,5$, asimetrija je srednja,
- $0,5<|\bar{K}_A|$, asimetrija je izrazita, jaka. (7)

Opis rada pumpe za gorivo

Pumpa za gorivo je klipno-aksijalnog tipa, promenljive radne zapremine (promenljivog protoka) upravljana po pritisku i broju obrtaja, sa priključ-

Protok pumpe zavisi od broja obrtaja vratila (1) i ugla nagibne ploče (3), odnosno od položaja servoklipa (5) sa kojim je ploča, preko poluge, mehanički spojena. Kada je ugao nagibne ploče (ugao između ravni ploče i ravni upravne na osu obrtanja) veći, hod klipova (2) takođe je veći i pumpa usisava veću količinu goriva. Do usisavanja goriva dolazi dejstvom sile opruge klipa (4) i pritiskom koji vlada na usisu u pumpu. Sila opruge i centrifugalna sila stalno deluju na klip, pa pumpa može da radi i u uslovima potpritiska na usisnom vodu. Na servoklip deluje, sa jedne strane, sila opruge (6) i sila servopritiska, a sa druge, sila izlaznog pritiska goriva. Razlika sila, odnosno pad pritiska na prigušnici (7) dovodi do pomeranja klipa. Pad pritiska se postiže spajanjem servokomore klipa, preko poluloptastog (prelivnog) ventila (8), sa usisnim vodom pumpe. Kada je prelivni ventil zatvoren, priti-

sak goriva sa obe strane servoklipa se izjednačava. Sila opruge i dodatna sila pritiska goriva (usled razlika površina

napušta komoru servoklipa i menja razliku pritiska sa jedne i druge strane servoklipa. Usled toga, servoklip se

Sl. 2 — Šematski prikaz sastavnih elemenata i principa rada pumpe za gorivo:

1 — vratilo pumpe, 2 — klip, 3 — nagibna ploča, 4 — opruga klipa, 5 — servoklip, 6 — opruga servoklipa, 7 — servoprigušnica, 8 — poluloptasti ventil, 9 — opruga regulatora, 10 — regulator prekoračenja maksimalnog broja obrtaja, 11 — opruga klackalice, 12 — klackalica, 13 — membrana regulatora, 14 — centrifugalni teg, 15 — poluga hidromehaničkog regulatora, 16 — prigušnica, 17 — rotor hidromehaničkog regulatora, 18 — klip, 19 — opruga, 20 — prigušnica, 21 — klipnjača, 22 — bi-rač protoka, 23 — opruga regulatora pritiska, 24 — poluga regulatora, 25 — prigušnica

sa jedne i druge strane servoklipa), pomera servoklip u položaj koji obezbeđuje maksimalni ugao nagibne ploče. Otvaranjem prelivnog ventila gorivo

pomera nasuprot opterećenju opruge (6), i smanjuje se ugao nagibne ploče.

Kod stacionarnog rada prelivni ventil je otvoren i propušta količinu

goriva koja obezbeđuje da se servoklip ne pomera, tj. tada su sile, koje deluju na servoklip, uravnotežene. Neravnotežu tih sila može izazvati: porast broja obrtaja vratila pumpe (upravljanje po broju obrtaja), porast pritiska na izlazu iz pumpe (upravljanje po pritisku) i promena protoka, bez obzira na režim rada pumpe (željeni spoljašnji poremećaj).

Principi upravljanja pumpom za gorivo

Upravljanje po broju obrtaja

Pod dejstvom izlaznog pritiska gorivo dolazi do ventila za odmeravanje protoka. S jedne strane klipa (18) deluje sila opruge (19) i sila pritiska na izlazu iz pumpe, a sa druge sila izlaznog pritiska goriva. Usled razlike površina klipa, rezultujuća sila pritiska pomera klip ventila prema promenljivoj prigušnici (20), čime se smanjuje protočni otvor prigušnice. Kada se pritisak na izlazu iz pumpe smanji, rezultujuća sila, koja deluje na klip (18), pomera klip od prigušnice, odnosno ka prigušnici ukoliko se pritisak poveća. Specijalno profilisani kraj klipnjače (21) klipa obezbeđuje da protočni otvor prigušnice (20) ostane nepromenjen. To omogućava da gorivo ulazi u komoru rotora hidromehaničkog regulatora (17) pumpe sa konstantnim protokom. Iz komore hidromehaničkog regulatora gorivo prolazi kroz promenljivu prigušnicu (16) u rotoru regulatora i vraća se do ulaznog otvora pumpe. Protok kroz promenljivu prigušnicu kontroliše poluga (15) i centrifugalni teg (14). Poluga je, u svom centru, spojena sa malom membranom (nije naznačena na slici 2) koja reaguje na pad pritiska kroz prigušnicu, suprotstavljajući se komponenti centrifugalne sile te ga. Sa promenom broja obrtaja vratila pumpe (regulatora) menja se centrifugalna sila, a pad pritiska kroz pri-

gušnicu registruje se kao »signalni pritisak« broja obrtaja. Taj pritisak prima membrana (13) regulatora preko račenja broja obrtaja (10). Kada se dostigne prethodno podešen broj obrtaja, signalni pritisak savlada opterećenje opruge (9), i ugiba membranu (13). Preko klackalice (12) otvara se prelivni ventil (8) i gorivo napušta komoru servoklipa (5). Na taj način servoklip se pomera, smanjujući ugao nagibne ploče, a time i protok, pri svim veličinama izlaznog pritiska.

Upravljanje po pritisku

Kada pritisak na izlazu iz pumpe poraste do vrednosti da servopritisak savlada oprugu (11) klackalice, otvara se prelivni ventil (8) i gorivo napušta komoru servoklipa (5). Servoklip se pomera, ugao nagibne ploče se smanjuje i onemogućava povećanje maksimalnog izlaznog pritiska, pri svim veličinama brojeva obrtaja.

Daljinsko upravljanje protokom pumpe

Promena protoka pumpe može se ostvariti daljinskom promenom servoprotoka, odnosno servopritiska. Simulacija spoljašnjeg uticaja na promenu protoka vrši se regulatorom pritiska, koji simulira pilotovo pokretanje ručice »gasa«. Unošenje poremećaja obavlja se preko birača protoka (22), podešavanjem sile opruge (23) regulatora. Na polugu (24), sa jedne strane, deluje sila opruge (23), a sa druge sila servopritiska i sila klipa (25) (izlazni pritisak pumpe). Kada su ove sile jednake, gorivo prolazi kroz promenljivu prigušnicu (26), tako da se postigne ravnoteža sila na servoklipu (5), odnosno mirovanje klipa, što ima za posledicu da su protok i pritisak konstantni. Kada se preko birača protoka (22) poveća sila opruge (23) dolazi do povećanja protoka, što odgovara pokreta-

nju ručice »gasa« u smeru »napred«. Smanjenje protoka dobija se okretanjem birača protoka (22) u suprotnom smeru, što odgovara pokretanju ručice »gasa« »nazad«. Povećanjem ili smanjenjem sile opruge (23) protok pumpe se može menjati, po želji, pri svim brojevima obrtaja i izlaznim pritiscima.

Test izdržljivosti pumpe za gorivo

Primer

Program ispitivanja realizovan je na bazi »profila leta« aviona, a obuhvatio je simulaciju režima rada pumpe za tri karakteristične misije: »nisko-nisko«, »visoko-nisko« i »trenažnu misiju« [1]. Ispitivanje je obavljeno u etapama, u trajanju od po 150 časova. Svaka etapa ispitivanja obuhvatila je proveru karakteristika funkcionalnosti pumpe, ispitivanje izdržljivosti, rasklapanje pumpe i merenje funkcionalnih dimenzija na karakterističnim mestima, sklapanje i pripremu za nastavak ispitivanja. U radu su prikazani i analizirani samo rezultati ispitivanja izdržljivosti. Prvih 500 časova činilo je prvu, a narednih 500 drugu fazu ispitivanja.

Ispitivanje izdržljivosti realizovano je metodom simulacije režima rada pumpe sa podešenim vrednostima: broja obrtaja pogonskog vratila, izlaznog pritiska, protoka i vremena trajanja režima, za svaku od navedenih misija. Pored navedenih parametara, u određenim granicama, održavane su vrednosti ulaznog pritiska u pumpu i temperature radnog fluida.

Podešavanje broja obrtaja obavljeno je ručno, preko potencijometra, smeštenog na komandnom pultu ispitnog uređaja. Preko regulatora pritiska simulirano je pokretanje ručice »gasa« koje u realnim uslovima eksploatacije vazduhoplova izvodi pilot.

Ukupno vreme trajanja režima, za sve tri misije, predstavljalo je jedan ciklus. Posle svakog ciklusa registrovane su vrednosti obrtnog momenta na pogonskom vratilu i proveravana zapreminska efikasnost pumpe. To su parametri koji su odabrani kao najpouzdaniji za praćenje stanja »u radu« pumpe za vreme ispitivanja, i najjednostavniji za merenje. Rezultati ispitivanja su sistematizovani u posebno pripremljene liste. Primera radi, prikazani su samo poligon raspodele obrtnog momenta na pogonskom vratilu pumpe (slika 3) i parametri koji definišu njegovu raspodelu. Ispitivanje je trajalo oko 6 meseci, sa svim neophodnim prekidima zbog izvesnih tehničkih problema.

Statistička obrada rezultata ispitivanja

Izmerene vrednosti obrtnog momenta podeljene su na klase. U tabeli 1 prikazane su vrednosti obrtnog momenta (M) i frekvencije pojavljivanja (f) za obe faze ispitivanja.

Proračunati pokazatelji centra rasturanja, za obe faze ispitivanja, prikazani su u tabeli 2.

Analiza rezultata ispitivanja

Uočena je asimetrija krive raspodele vrednosti obrtnog momenta (M). Očigledno je da se radi o jakoj, izrazitoj asimetriji, jer je prema [11] koeficijent ($|\bar{K}_A| > 0,5$). Asimetrija je znatno veća u drugoj fazi ($|\bar{K}_A| = 1,79$), nego u prvoj ($|\bar{K}_A| = 1,76$). Koeficijent »ekscesa« je pozitivan (za obe faze ispitivanja), a to znači da je spljoštenost krive raspodele momenta manja nego kod normalne (Gausove) raspodele. Koeficijent »ekscesa« u prvoj fazi $\bar{K}_E = 1,07$ je manji nego u drugoj

Tabela 1

Obrtni moment na pogonskom vratilu pumpe i frekvencija pojavljivanja

Prva faza ispitivanja (0—500 h)			Druga faza ispitivanja (500—1000 h)		
Moment M (Nm)	Sredina klase x_i (Nm)	Frekvencije f_i (—)	Moment M (Nm)	Sredina klase x_i (Nm)	Frekvencije f_i (—)
32,1—32,2	32,15	3	31,3—31,4	31,35	2
32,3—32,4	32,35	31	31,5—31,6	31,55	5
32,5—32,6	32,55	44	31,7—31,75	31,725	5
32,7—32,8	32,75	19	31,8—31,85	31,825	15
32,9—33,0	32,95	16	31,9—31,95	31,925	15
33,1—33,2	33,15	8	32,0—32,05	32,025	36
33,3—33,4	33,35	3	32,1—32,15	32,125	34
33,5—33,6	33,55	1	32,2—32,3	32,25	9
33,7—33,9	33,8	1	32,4—32,6	32,50	3
		$\Sigma = 126$			$\Sigma = 124$

Tabela 2

Pokazatelji centra rasturanja

Pokazatelji centra rasturanja	Prva faza ispitivanja (0—500 h)	Druga faza ispitivanja (500—1000 h)
Srednja vrednost $\bar{x}$	32,65	32,00
Empirijska disperzija s^2	0,09	0,04
Standardno odstupanje σ	0,3	0,2
Koeficijent asimetrije $\bar{K}_A$	1,76	1,79
Koeficijent spljoštenosti $\bar{K}_E$	1,07	1,21
Koeficijent varijacije $\bar{K}_V$	0,92	0,62

PRVA FAZA ISPITIVANJA (0-500h)

DRUGA FAZA ISPITIVANJA (500-1000h)

Sl. 3 — Poligon empirijske raspodele obrtnog momenta (M) na pogonskom vratilu pumpe

($\bar{K}_E=1,21$), što znači da je i kriva momenta u prvoj fazi bliža normalnoj raspodeli kod koje je $\bar{K}_E=0$. Na osnovu vrednosti koeficijenta varijacije $\bar{K}_v$ može se zaključiti da je u drugoj fazi ispitivanja uočena veća homogenost vrednosti obrtnog momenta ($\bar{K}_v=0,62$), nego u prvoj fazi ($\bar{K}_v=0,92$). Raspodela obrtnog momenta najpotpunije odgovara Erlangovoj raspodeli [11] koja predstavlja poseban slučaj eksponencijalne raspodele.

Test izdržljivosti mikropumpi

Primer

Mikropumpa predstavlja osnovnu komponentu sistema za podmazivanje. Par mikropumpi ugrađuje se u sklop uljne pumpe, koja još sadrži potisnu i crpnu pumpu. Pogon pumpi je mehanički, preko kulisnog mehanizma koji izvodi ugaono-oscilatorno kretanje. Kretanjem donjeg klipa-plunžera (1) (slika 4) »nadole«, otvara se ulazni otvor mikropumpe i ulje popunjava komoru između klipova. Kretanjem istog klipa »nagore«, potiskuje se gornji klip (2), i sabijena zapremina ulja se istiskuje kroz izlazni otvor. Nakon pražnjenja ulja iz komore, gornji klip potisnut povratnim oprugama vraća se »nadole«, i ceo postupak se ponavlja.

Ispitivanje izdržljivosti je obavljeno u dve etape, u trajanju od po 500 časova, na dve pumpe, odabrane metodom slučajnog uzorka. Ispitivanje mikropumpi svodilo se na simulaciju režima rada sa podešenim vrednostima broja obrtaja vratila uljne pumpe, pritiska na ulazu i izlazu iz mikropumpi, i vremena trajanja režima za svaku od navedenih misija. Ukupno trajanje režima za sve tri misije predstavljalo je jedan ciklus. Provera protoka izvršena je posle svakih 10 ciklusa, nakon

prve etape od 500 časova, zatim pre početka druge etape i na kraju ispitivanja (posle druge etape). Posebno se vodilo računa da tokom ispitivanja ne dođe do »curenja« ulja na spoljnim

Sl. 4 — Uzdužni presek mikropumpe:
1 — donji klip-plunžer, 2 — gornji klip.
3 — telo cilindra

površinama. Vrednosti pritiska na izlazu iz mikropumpe održavane su u granicama $3 \pm 0,5$ bar, a na ulazu 2,07 bar. Temperatura radnog fluida iznosila je $65 \pm 5^\circ\text{C}$. Programom ispitivanja definisana je dimenziona kontrola pojedinih sastavnih elemenata mikropumpi nakon dostizanja određenog broja ciklusa. Ova kontrola obuhvatila je delimično rasklapanje mikropumpi i merenje karakterističnih dimenzija pojedinih pozicija i elemenata. Detaljnija funkcionalna zavisnost protoka i ostvareni radni zazori nisu razmatrani u ovom radu. Takva specifična analiza mogla bi da bude predmet posebnih istraživanja.

broj obrtaja $n=1860\text{min}^{-1}$

broj obrtaja $n=5000\text{min}^{-1}$

Sl. 5 — Poligon empirijske raspodele protoka (Q) mikropumpe br. 1

broj obrtaja $n = 1860 \text{ min}^{-1}$

broj obrtaja $n = 5000 \text{ min}^{-1}$

Sl. 6 — Poligon empirijske raspodele protoka (Q) mikropumpe br. 2

Protok i frekvencija pojavljivanja

Pumpa br. 1			Pumpa br. 2		
protok Q (cm ³ /h)	sredina klase x_i (cm ³ /h)	frekvencija f_i (—)	protok Q (cm ³ /h)	sredina klase x_i (cm ³ /h)	frekvencija f_i (—)
Broj obrtaja $n=1860$ min ⁻¹					
96—99	97,5	1	95—100	97,5	8
100—103	101,5	5	101—106	103,5	7
104—107	105,5	8	107—112	109,5	7
108—111	109,5	7	113—118	115,5	2
112—115	113,5	4	119—124	121,5	1
Broj obrtaja $n=5000$ min ⁻¹					
292—296	294	1	288—293	290,5	1
297—301	299	6	294—299	296,5	2
302—306	304	6	300—305	302,5	12
307—311	309	9	306—311	308,5	9
312—316	314	3	312—317	314,5	1

Tabela 4

Pokazatelji centra rasturanja

Pokazatelji centra rasturanja	Pumpa br. 1		Pumpa br. 2	
	$n=1860$ min ⁻¹	$n=5000$ min ⁻¹	$n=1860$ min ⁻¹	$n=5000$ min ⁻¹
Srednja vrednost $\bar{x}$	106,78	305,40	104,94	304,58
Empirijska disperzija s^2	18,84	29,04	44,00	17,43
Standardno odstupanje σ	4,34	5,39	6,63	4,17
Koeficijent asimetrije $\bar{K}_A$	1,42	2,00	1,49	1,52
Koeficijent spljoštenosti $\bar{K}_E$	-0,76	-0,87	-0,36	-0,24
Koeficijent varijacije $\bar{K}_V$	4,06	1,76	6,32	1,37

Najpouzdaniji pokazatelj stanja »u radu« pumpe za vreme ispitivanja, bio je protok. Praćenjem tog parametra, uz dimenzionu kontrolu pojedinih elemenata, posle određenog broja ciklusa, kontrolisan je ceo proces ispitivanja. Ovde su, radi sticanja uvida u tok ispitivanja, dati samo poligon raspodele vrednosti protoka (slike 5 i 6) i parametri koji definišu njegovu raspodelu.

Statistička obrada rezultata ispitivanja

Kao i u prethodnom slučaju, izmerene vrednosti protoka (Q) podeljene su na klase. U tabeli 3 date su vrednosti protoka i frekvencije pojavljivanja za dva karakteristična broja obrtaja $n=1860 \text{ min}^{-1}$ i $n=5000 \text{ min}^{-1}$.

Proračunati pokazatelji centra rasturanja, za obe faze ispitivanja, dati su u tabeli 4.

Analiza rezultata ispitivanja

Kod obe ispitivane mikropumpe uočena je »jaka« asimetrija krive protoka, jer je koeficijent ($|\bar{K}_A| > 0,5$). Asimetrija je veća kod pumpe br. 1 ($|\bar{K}_A| = 2,00$) nego kod pumpe br. 2 ($|\bar{K}_A| = 1,52$), i to pri broju obrtaja $n=5000 \text{ min}^{-1}$. Kod obe pumpe koeficijent »ekscesa« je negativan, što znači da je kriva pro-

toka spljoštena. Kod pumpe br. 2 koeficijent $\bar{K}_E$ je manji, po apsolutnoj vrednosti, nego kod pumpe br. 1, što znači da je kriva bliža normalnoj raspodeli kod koje je $\bar{K}_E = 0$. Na osnovu koeficijenta varijacije $\bar{K}_V$ može se zaključiti da je pri većim brojevima obrtaja ($n=5000^{-1}$), kod obe pumpe, uočena veća homogenost vrednosti protoka ($\bar{K}_V = 1,76$ i $1,37$) nego što je to pri manjim brojevima ($n=1860 \text{ min}^{-1}$), ($\bar{K}_V = 4,06$ i $6,32$).

Zaključak

Korišćenjem metode matematičke statistike proračunati su osnovni parametri koji karakterišu raspodelu obrtnog momenta (M) na pogonskom vratilu pumpe i protoka (Q) mikropumpi. Dobijene raspodele najpotpunije odgovaraju Erlangovoj raspodeli, koja predstavlja poseban slučaj eksponencijalne raspodele. Određivanje koeficijenata ove raspodele, prema [11], može se izvršiti na osnovu daljih ispitivanja komponentata po navedenoj proceduri do njihovog stanja »u otkazu« ili na osnovu podataka o broju njihovih stanja »u otkazu« u toku korišćenja. Kod pumpe za gorivo uočena je veća homogenost vrednosti obrtnog momenta ($K_V = 0,92$ i $0,62$) nego što je homogenost vrednosti protoka kod mikropumpi.

Literatura:

- [1] Vujić, D.: Program ispitivanja izdržljivosti pumpe goriva, Izveštaj V5-902-I-M, int. dok. VTI VJ, Beograd, 1990.
- [2] Vujić, D.: Program ispitivanja izdržljivosti mikropumpi, Izveštaj V5-1128-O-M, int. dok. VTI VJ, Beograd, 1993.
- [3] Vujić, D.: Prilog razvojnim ispitivanjima domaće pumpe goriva za turbomlazne motore, Naučnostručni skup, Vazduhoplovstvo '93, Zbornik radova br. 2, Sava Centar — Beograd, 9–10. decembar, Beograd, 1993.
- [4] Vujić, D.: Ispitivanje izdržljivosti pumpe goriva, Zbornik radova sa X kongresa Jugoslovenskog vazduhoplovnog društva Vazduhoplovstvo '95, Sava Centar — Beograd, 14. i 15. decembar 1995.
- [5] Vujić, D.: Izveštaj o ispitivanju izdržljivosti pumpe goriva, V5-1129-O-023, int. dok. VTI VJ, Beograd, 1994.
- [6] Vujić, D.: Test izdržljivosti mikropumpi, Naučno-tehnički pregled, Vol. XLVI, br. 4–5, str. 98–102, 1996.
- [7] Vujić, D.: Izveštaj o 150 časovnom ispitivanju mikropumpi, Izveštaj V5-1037-O-M, int. dok. VTI VJ, Beograd, 1989.
- [8] Vujić, D., Pecić, G., Đurđević: Razvoj domaće pumpe za gorivo turbomlaznih motora, Naučno-tehnički pregled, Vol. XLIII, br. 6, str. 33–36, 1993.
- [9] Đurđević, Z.: Izveštaj o homologacionim ispitivanjima na izdržljivost gorivne pumpe ABM-PG-1, int. dok., Prva petoletka, Trstenik, 1991.
- [10] Lekić, A.: Izveštaj o ispitivanju izdržljivosti mikropumpi, III-ABM-MP-12, int. dok. Prva petoletka, Trstenik, 1993.
- [11] Vukadinović, S.: Elementi teorije verovatnoće i matematičke statistike, Privredni pregled, Beograd, 1973.