Dr Stefan Janković,
dipl. inž.
Miroljub Jovanović,
dipl. inž.

Metodologija dijagnostike nedozvoljenih vibracija na primeru jednog tipa helikopterske gasne turbine

Važna faza ispitivanja, novih ili remontovanih, gasoturbinskih motora (GTM) na ispitnoj stanici jeste snimanje nivoa frekventnog spektra vibracija. Prekoračenje dozvoljenog nivoa vibracija direktno utiče na pouzdanost i vek rada GTM.

Poznavanje konstrukcije GTM, opreme za ispitivanje i optimizacije programa ispitivanja, osnovni su preduslovi za funkcionalnu dijagnostiku vibracija GTM.

U radu je prikazana originalna metodologija dijagnostike nedozvoljenih vibracija, na jednom tipu helikopterskog GTM. Ova metodologija može se uspešno primeniti i na druge tipove GMT.

Uvod

Na nekoliko gasoturbinskih motora (GTM) ASTAZOU XIV M, sa helikoptera GAZELLE SA-342, prilikom serijskih ispitivanja, registrovana je pojava nedozvoljenog nivoa vibracija.

Ispitivanja su vršena na univerzalnoj ispitnoj stanici (UIS) u VZ »MOMA STANOJLOVIĆ«, koja je, po posebnom programu, verifikovana od proizvođača motora ASTAZOU XIV M.

Za dijagnosticiranje uzroka nedozvoljenih vibracija urađen je program, po kome je uspešno pronađen i otklonjen uzrok pojave nedozvoljenih vibracija na GTM ASTAZOU XIV M. Navedeni GTM, kao složeni dinamički sis-

tem koji se sastoji od velikog broja, međusobno zavisnih elemenata i pod-sistema, prikazan je na slici 1.

Teoretske osnove dijagnostike vibracija gasoturbinskog motora

Vibracije su mehaničko oscilovanje koje se, obično, definiše kao reakcija dinamičkog sistema na pobudne sile. One zavise od broja pobudnih sila, njihove veličine, karaktera i mesta delovanja. Pri radu GTM stvaraju se unutrašnje dinamičke sile i momenti, koji su uslovljeni njegovom konstrukcijom. Spoljašnje pobudne sile na GTM rezultat su sprege sa letelicom. Unu-

Sl. 1 — Uzdužni presek gasne turbine ASTAZOU XIVM

trašnje i spoljašnje pobudne sile su, u osnovi, mehaničkog ili aerodinamičkog porekla. Ponašanje GTM pod dejstvom ovih sila može se analizirati na osnovu spektra vibracija koji predstavlja skup prostih harmonijskih kretanja, na koje se može razložiti složeno oscilovanje različitih tačaka motora.

Zadaci dijagnostike GTM mogu se podeliti na dve osnovne grupe

Prvu grupu sačinjavaju zadaci određivanja tehničkog stanja motora i njegovih elemenata, uz što ranije otkrivanje neispravnosti. Cilj ovih zadataka je ostvarenje zahtevane pouzdanosti rada GTM i smanjenje troškova vezanih za otklanjanje neispravnosti. Zadaci prve grupe rešavaju se pri ispitivanjima na ispitnim stanicama i u eksploataciji.

Drugu grupu zadataka čini ocena stanja vibracija motora i njegovih sklopova radi sprečavanja otkaza izazvanih vibracijama.

Spektar vibracija GTM u radu obuhvata, praktično, ceo opseg frekvencija zvuka i podeljen je prema frekvencijama na: mehaničke vibracije rotora, vibracije rotora aerodinamičkog porekla, vibracije izazvane akustičnim šumom (bukom) i vibracije nastale u zupčastim prenosima, ležajevima i agregatima.

Rotor turbokompresora je osnovni i najvažniji izvor vibracija na GTM. Oscilatorno kretanje tačke kućišta GTM, u bilo kom pravcu, može se prikazati izrazom:

$$X(t) = \sum_{n=1/m}^n A_i \cos(i \omega_i t - \varphi_i) \quad (1)$$

gde je:

A_i — amplituda pomeranja i -tog harmonika,

i — redni broj harmonika,

n i m — celi pozitivni brojevi,

$\omega = 2\pi f$ — ugaona frekvencija obrtanja rotora,

φ_i — faza i -tog harmonika.

Najuticajnija komponenta u navedenom izrazu pripada prvom harmoniku.

Amplituda vibracija zavisi od statičke i dinamičke neuravnoteženosti rotora. Posledica neuravnoteženosti su sile i momenti koji izazivaju vibracije rotora i GTM kao celine. Neuravnoteženost nastaje usled: netačnosti izrade delova i sklopova rotora i statora, nehomogenosti materijala, elastičnih i zaostalih deformacija nastalih pri sastavljanju GTM, netačnosti tehnologije uravnotežavanja, itd. Autori su se uverili da je poželjno izvršiti uporedna ispitivanja dinamičke neuravnoteženosti rotora na dva različita uređaja, radi utvrđivanja tačnosti opreme, alata i tehnologije uravnotežavanja. Ovakvim unakrsnim ispitivanjem, znatno se dobija na efikasnosti i pouzdanosti otkrivanja uzroka neuravnoteženosti rotora.

U toku rada GTM, neuravnoteženost rotora se menja pod dejstvom sila pobude, temperaturskih deformacija i istrošenja (habanja) delova. Ovi faktori utiču na: deformaciju osa rotora turbine i kompresora, pojavu nedozvoljene saosnosti rotora, nedozvoljene tačnosti obrtanja (»bacanje«) spojne čaure rotora, povećanje zazora u ležajevima, itd. Na kraju, sve ove pojave dovode do promene nivoa i pravca delovanja inercijalnih sila i momenata od neuravnoteženih masa rotirajućih sklopova.

Vibracije koje stvara debalans mase pojavljuju se u spektru snimljenih vibracija na frekvenciji obrtanja rotora. Za GTM ASTAZOU XIV M to je približno frekvencija od 716 Hz, zbog rada na konstantnom broju obrtaja ($n = 43.000 \text{ min}^{-1}$). Na GTM sa više rotora, koji kinematski nisu povezani, stvaraju se harmonici sa kombinovanim frekvencijama.

Nestabilnost broja obrtaja i međusobni uticaj sa drugim izvorima vibra-

cija dovodi do modulacije vibracionih signala nastalih na nosećoj frekvenciji rotora. Poznata su tri osnovna tipa modulacije: amplitudna, frekventna i fazna. Kod amplitudne modulacije, karakteristična je pojava tzv. »bočnih frekvencija«: $\omega + \Omega$ i $\omega - \Omega$.

gde je:

ω — brzina obrtanja rotora,

Ω — frekvenca modulacije.

Kod frekventne i fazne modulacije, osim navedenih frekvencija, mogu nastati oscilovanja i sa frekvencijama $\omega \pm 2\Omega$; $\omega \pm 3\Omega$, itd. Mada je pojava modularnog oscilovanja nedovoljno izučena, smatra se da je tome osnovni uzrok sistem automatske regulacije goriva, koji ne održava konstantnu brzinu obrtanja rotora. Autori su, u toku ispitivanja većeg broja GTM ASTAZOU XIV M, došli do rezultata pojave nedozvoljenih vibracija na frekvenciji od približno 600 Hz. Nedozvoljene vibracije na ovim frekvencijama su posledica neispravnog ubrizgavanja goriva, kroz obrtni brizgač, u komoru sagorevanja.

Frekvencija prvog harmonika vibracija rotora iznosi od 30 do 750 Hz, u zavisnosti od tipa GTM i režima njegovog rada. Kao osnovni kriterijum intenziteta vibracija od bilo kog uzroka, uzima se amplituda brzine vibracija, nezavisno od frekvencije.

Osim navedenih mehaničkih vibracija, koje se pojavljuju u radu GTM, postoje i vibracije izazvane gasodinamičkim nestacionarnim strujanjima kroz rešetke turbokompresora. Uzrok ovakvog strujanja je: odstupanje u geometriji sprovodnih aparata kompresora ili turbine, deformacija lopatica usled centrifugalnih sila, pojave nedozvoljenih zazora, krivljenja i erozivnog istrošenja na lopaticama. Ovaj tip vibracija pojavljuje se na frekvenciji:

$$f = z n + i n \text{ (Hz)} \quad (2)$$

gde je:

$n \text{ (min}^{-1}\text{)}$ — broj obrtaja rotora,

z — broj lopatica radnog kola ili sprovodnog aparata određenog stupnja kompresora ili turbine.

$i=1,2,3...$ — redosled harmonika rotora.

Istraživanja uzroka vibracija aerodinamičkog porekla pri ispitivanju GTM na UIS, pokazala su da se maksimalni intenzitet ovih vibracija pojavljuje na frekvenciji:

$$f = (z \pm 1) n \text{ (Hz)} \quad (3)$$

Najčešći uzrok vibracija bila je pojava erozivnog istrošenja lopatica od mehaničkih čestica (peska), deformacija usled upada stranog tela ili pojave pumpanja na kompresoru.

Česta je i pojava izvora vibracija na GTM od zupčastih prenosa u reduktorima motora. Frekvencija na kojoj se pojavljuje ovaj tip vibracija je:

$$f = i z n \text{ (Hz)} \quad (4)$$

gde je:

$n \text{ (min}^{-1}\text{)}$ — broj obrtaja rotora,

z — broj zuba odgovarajućeg zupčanika,

$i=1,2,3...$ — redosled harmonika rotora.

Uzroci pojave ovih vibracija su: netačnost izrade i sastavljanja zupčanika (zazor između bokova zuba, korak ozubljenja, kvalitet površine, i dr.) i deformacije nastale u toku eksploatacije motora. Pri ispitivanju GTM na UIS, uočena je i pojava vibracionog šuma usled neodgovarajućeg zazora bokova zuba u reduktoru motora.

Vibracije nastale na mestu ležajeva GTM imaju složenu strukturu i pro-uzrokovane su velikim brojem faktora. Osnovni uzroci ovih vibracija su greške u toleranciji izrade i ugradnje ležajeva.

Najčešće greške u izradi su: valovitost kotrljajnih staza, ovalnost, nedozvoljene razlike u prečnicima kotrljajnih tela, neuravnoteženost separatora, i dr.

Frekvencija na kojoj se pojavljuju vibracije usled valovitosti kotrljajnih staza može se prikazati funkcijom:

$$f = \left(1 \pm \frac{d_k}{D_o} \cos \beta \right) \frac{Z_m Z_i}{2b} n \text{ (Hz)} \quad (5)$$

gde je:

- $d_k(\text{mm})$ — prečnik kuglice,
- $D_o(\text{mm})$ — srednji prečnik kruga koji prolazi kroz centre kuglica,
- β — ugao dodira kuglice,
- Z_m — broj kuglica,
- Z_i — broj talasa na kotrljajnoj stazi prstena,
- b — najveći zajednički delilac za brojeve Z_m i Z_i ,
- $n(\text{min}^{-1})$ — broj obrtaja vratila.

Znak (+) u gornjem izrazu uzima se za spoljašnji prsten ležaja, a znak (−) za unutrašnji.

Za slučaj vibracija od dinamički neuravnoteženog separatora, frekvencija pojave vibracija može se prikazati funkcijom:

$$f = \left(1 - \frac{d_k}{D_o} \cos \beta \right) \frac{n}{2} \text{ (Hz)} \quad (6)$$

Svako kretanje, pa prema tome i vibraciono, može se predstaviti sa tri karakteristične veličine: trenutnim pomeranjem (x), brzinom pomeranja (v) i ubrzanjem pomeranja (a). Diferenciranjem izraza (1) dobija se veličina brzine (v), a diferenciranjem brzine ubrzanje (a).

U tehnici merenja se, umesto amplitudnih vrednosti, koriste: srednja apsolutna vrednost (AVERAGE ABSOLUTE VALUE) i srednja kvadratna vrednost (RMS — ROOT MEAN SQUARE).

Izraz za srednju amplitudnu vrednost je:

$$X|_{\text{sr.}} = \frac{1}{T} \int_0^T |X| dt \quad (7)$$

Izraz za srednju kvadratnu vrednost:

$$X_{\text{ef.}} = \frac{1}{T} \int_0^T X^2 dt \quad (8)$$

gde je:

T — period oscilovanja.

Ova vrednost karakteriše energiju vibracija i naziva se efektivna (stvarna).

Veza između prostog harmonijskog kretanja sa izrazima (7) i (8), je:

$$A = 2 X_{\text{ef.}} = \frac{\pi}{2} X_{\text{sr.}} \quad (9)$$

Navedene odnose treba dobro poznavati, jer su moguće greške između jedinica očitavanja na instrumentu i propisanih jedinica za dozvoljene vrednosti harmonijskog kretanja. To je vrlo bitno, jer se može dogoditi da se motor sa nedozvoljenim vibracijama prihvati kao ispravan, zbog različitog parametra očitavanja u odnosu na propisanu jedinicu.

Program ispitivanja nedozvoljenih vibracija GTM ASTAZOU XIV M

Na nekoliko GTM ASTAZOU XIV M, pri serijskom ispitivanju na UIS, pojavio se nedozvoljeni nivo vibracija. Zbog složenosti teoretske analize (izrada matematičkog modela), pristupilo se ispitivanju uzroka vibracija pomoću metodologije koja se, u osnovi zasniva na funkcionalnoj dijagnostici.

Merenje intenziteta vibracija predstavlja jednu od značajnih faza kod serijskog ispitivanja GTM ASTAZOU XIV M. Proizvođač GTM je u svom programu serijskog ispitivanja definisao samo dozvoljeni intenzitet vibracija, mesto merenja i karakteristike merenih davača. Do vrednosti dozvoljenog nivoa vibracija, proizvođač GTM je došao na osnovu višegodišnjeg iskustva stečenog pri projektovanju, proizvod-

Program merenja vibracije motora ASTAZOU XIV M

Opterećenje motora	Faza ispitivanja	Oznaka režima rada	Režim rada motora	Dozvoljeni nivo vibracija		Napomena
				Zadnji ležaj	Prednji ležaj	
1	2	3	4	5	6	7
SA KOČNICOM	A (min. količina vode u kočnici)	X ₁ X ₂ X ₃ X ₄ X ₅	Ručicom gasa lagano ubrzavati motor od n=60% do n=100% REGISTROVATI VIBRACIJE NA: — n=60% — prvo merenje — n=70% — drugo merenje — n=80% — treće merenje — n=90% — četvrto merenje — n=100% — peto merenje	20 µm ili 140 mV	5 µm ili 62,5 mV	Min. opterećenje
	B (min. količina vode u kočnici)	X ₆ X ₇ X ₈	Na n=100% tri puta registrovati vibracije u razmaku od 1 minuta: — n=100% — prvo merenje — n=100% — drugo merenje — n=100% — treće merenje	20 µm ili 140 mV	5 µm ili 62,5 mV	Min. opterećenje
	C	X ₉	Zagrevati motor 5 minuta pri n=100% i 50% snage (P) i registrovati vibracije — n=100%; P=50%			
	D (min. količina vode u kočnici)	X ₁₀ X ₁₁ X ₁₂	Rasteretiti motor (min. količina vode u kočnici). Tri puta registrovati vibracije u razmaku od 1 minuta. — n=100% — prvo merenje — n=100% — drugo merenje — n=100% — treće merenje	20 µm ili 140 mV	5 µm ili 62,5 mV	Min. opterećenje
	E	X ₁₃ X ₁₄ X ₁₅	Opteretiti motor na max. snagu (P=440 kW) pri n=100%, stabilizovati 3 minuta, zatim tri puta registrovati vibracije u razmaku od 1 minuta: — n=100%; P=100% — prvo merenje — n=100%; P=100% — drugo merenje — n=100%; P=100% — treće merenje	15 µm ili 105 mV	2 µm ili 25 mV	Max. opterećenje

1	2	3	4	5	6	7
SA KOČNICO	F (min. količina vode u kočnici)		Rasteretiti motor, stabilizovati 3 minuta, a zatim tri puta regis- trovati vibracije u razmaku od 1 minuta.	20 μ m ili 140 mV	5 μ m ili 62,5 mV	Min. opterećenje
		X ₁₆	— n=100% — prvo merenje			
		X ₁₇	— n=100% — drugo merenje			
		X ₁₈	— n=100% — treće merenje			
BEZ KOČNICE	G		Ručicom gasa lagano ubrzavati motor, od n=60% do n=100%. Registrovati vibracije na:	20 μ m ili 140 mV	5 μ m ili 62,5 mV	Motor rasterećen
		X ₁₉	— n=60% — prvo merenje			
		X ₂₀	— n=70% — drugo merenje			
		X ₂₁	— n=80% — treće merenje			
		X ₂₂	— n=90% — četvrto merenje			
		X ₂₃	— n=100% — peto merenje			
	H		Na n=100% tri puta registrovati vibracije u razmaku od 1 minuta:	20 μ m ili 140 mV	5 μ m ili 62,5 mV	Motor rasterećen
		X ₂₄	— n=100% — prvo merenje			
		X ₂₅	— n=100% — drugo merenje			
		X ₂₆	— n=100% — treće merenje			

— n=100% (43000 min⁻¹)

— P=100% (440 kW)

nji i eksploataciji motora na helikopteru. Sve vibracije GTM, iznad dozvoljenih vrednosti, direktno ugrožavaju bezbedan let helikoptera. Osim toga, ovu pojavu oseća i pilot, što negativno utiče na njegovu koncentraciju i motoriku.

Tačno utvrđivanje uzroka nedozvoljenih vibracija na UIS, eliminiše kasnije troškove višestrukog rastavljanja, pregleda, sastavljanja i ispitivanja GTM.

Problem vibracione dijagnostike je vrlo složen, jer zahteva analizu za svaku gasnu turbinu ponaosob. Za dijagnosticiranje uzroka nedozvoljenih vibracija urađen je originalan program sa predlogom mera za trajno otklanjanje uzroka nedozvoljenih vibracija na GTM ASTAZOU XIV M.

Program je podeljen na faze:

— kalibracija opreme UIS sa posebnim osvrtnom na davače i podmodul za merenje vibracija;

— izrada programa merenja nedozvoljenih vibracija sa ispitivanjem nivoa na ETALON motoru ASTAZOU XIV M;

— kontrolno ispitivanje intenziteta vibracija na reklamiranim gasnim turbinama;

— rastavljanje i pregled gasnih turbina sa konstantovanim nedozvoljenim vibracijama;

— ponovno ispitivanje gasnih turbina na UIS, nakon otklanjanja nedozvoljenih vibracija;

— analiza snimljenog frekventnog spektra vibracija.

Cilj programa je bio da se utvrdi stvarni intenzitet nedozvoljenog nivoa vibracija i predlože mere za njihovo svođenje u dozvoljene granice. Pri tome, prvo se mora proveriti tačnost opreme za merenje, kao i postupak ispitivanja na UIS. Ovakav pristup isključuje eventualna kasnija sporenja između isporučioaca sastavljenog motora i finaliste koji ga ispituje na UIS.

Prva faza sadrži proveru i kalibraciju opreme UIS po sistemima, prema dokumentaciji za održavanje. Tek nakon potvrde laboratorije za metrologiju da je sva oprema ispravna, može se početi sa sledećom fazom programa.

1. Davač vibracija CEC (4—128, 015—1)
2. Pločica za pričvršćivanje davača (6202.62.066.0)

Sl. 2 — Pričvršćivanje davača vibracija na zadnji ležaj GTM ASTAZOU XIVM

Sl. 3 — Blok šema za snimanje spektra vibracija na GTM ASTAZOU XIVM

U drugoj fazi se pristupa izradi programa merenja intenziteta vibracija. Detalji programa za merenje vibracija dati su u tabeli 1. Tokom izrade programa proizvođač motora je proverio da nije došlo do izmena dozvoljenog nivoa i jedinice merenja vibracija. To je bitno, jer neki proizvođači za jedinicu merenja vibracija uzimaju dvostruki pomeraj D_m (μm), a drugi maksimalnu brzinu V_m (mm/sec), ili maksimalnu vrednost ubrzanja A_m (mm/sec²).

Prema navedenom programu, obavljeno je snimanje vibracija na ETALON motoru sa konfiguracijom opreme i rasporedom davača prikazanim na slici 2 i 3. Pod ETALON motorom se podrazumeva motor, pomoću koga je verifikovana UIS kroz uporedna ispitivanja, na ispitnim stanicama proizvođača motora i UIS. Ovaj motor se isključivo koristi za propisanu periodičnu kalibraciju UIS.

Program verifikacije UIS sa ETALON motorom izvršen je specifičnim postupkom, nakon čega je dobijen sertifikat od proizvođača motora ASTAZOU XIV M. Program verifikacije UIS je predmet posebnog rada.

Na osnovu snimljenih dijagrama vibracija ETALON motora (dijagram 1), vrši se spektralna analiza vibracija u frekventnom domenu i donosi zaključak u odnosu na dozvoljeni intenzitet. Nužno je uporediti vrednosti dobijenih intenziteta vibracija ETALON motora, sa vrednostima dobijenim pri verifikaciji UIS. Nepromenjene vrednosti dozvoljenog nivoa vibracija potvrđuju da su oprema i postupak merenja na UIS ispravni za nastavljajanje programa ispitivanja.

Treća faza programa predstavlja kontrolno ispitivanje nedozvoljenih vibracija na reklamiranim motorima, po istom programu kao za ETALON motor. Analiza snimljenih dijagrama potvrđuje da reklamirani motori imaju nedozvoljeni intenzitet vibracija.

Na dijagramu (D.2), prikazan je spektar vibracija samo za jedan režim (X15) rada motora na UIS, iz programa prikazanog u tabeli 1. Za svaki od režima iz tabele 1 (od X1 do X26) snimljen je dijagram spektra vibracija za ETALON motor i reklamirani motor ASTAZOU XIV M, pre i nakon otklanjanja nedozvoljenog nivoa vibracija.

D.1. Dijagram spektra vibracija ETALON motora ASTAZOU XIV M na jednom režimu iz Programa ispitivanja

D.2. Dijagram spektra vibracija reklamiranog motora ASTAZOU XIV M na jednom režimu iz Programa ispitivanja

Iz snimljenih dijagrama se zaključuje da su nedozvoljene vibracije prisutne na stvarnoj frekvenciji obrtanja rotora, što ukazuje na to da su nastale usled dinamičke neuravnoteženosti rotora turbine, ili odstupanja koaksijalnosti ose vratila turbine, sa osom ležajeva u kućištima.

U četvrtoj fazi programa pristupa se rastavljanju i pažljivoj kontroli delova i sklopova GTM sa nedozvoljenim vibracijama.

Kontrolne operacije su:

- dimenzionalna provera sklopa zadnjeg ležaja (slika 4) sa posebnom kontrolom tolerancija oblika i položaja delova i propisanih zazora u sklopu (slika 5 i slika 6);

- dimenzionalna provera sklopa kućišta turbine (slika 7);

- provera tačnosti obrtanja («baca-
canja») sklopa rotora turbine (slika 8);

- kontrola statičke i dinamičke neuravnoteženosti sklopa rotora turbine (slika 8);

- provera stanja ležajeva turbine (dimenzije, tvrdoća);

- dimenzionalna provera spojne čaure između rotora turbine i kompresora;

- provera stanja labirinata turbine.

Na osnovu registrovanih odstupanja dimenzija i tolerancija oblika na delovima zadnjeg ležaja (slika 4), konstruisana je skica međusobnog položaja (koaksijalnost) geometrijskih osa rotora turbine i kućišta zadnjeg ležaja (slika 9). Na skici je uočljiva nedozvoljena ekscentričnost osa u iznosu od 0,07 μm, umesto dozvoljene vrednosti od 0,02 μm.

Sa novim ispravnim sklopom zadnjeg ležaja i kućištem turbine, ponovo je sastavljen reklamirani GTM ASTAZOU XIV M radi ponovnog snimanja spektra vibracija prema programu (tabela 1).

Pregled izmerenih vibracija na GTM ASTAZOU XIV M

Faza ispi- tiva- nja	Oznaka režima rada	Zadnji ležaj		Prednji ležaj		Zadnji ležaj	Prednji ležaj
		ETALON MOTOR	Rekla- mirani motor	ETALON MOTOR	Rekla- mirani motor	Reklamirani motor (nakon rastav. i pregleda)	
1	2	3	4	5	6	7	8
A	X ₁	11,531	30,121	2,201	14,236	17,432	6,247
	X ₂	25,008	27,040	5,530	15,410	28,560	6,828
	X ₃	11,377	47,489	4,457	8,373	17,732	3,715
	X ₄	4,076	77,600	10,002	24,196	20,142	12,197
	X ₅	19,169	230,91	20,618	14,367	20,642	13,946
B	X ₆	20,431	199,05	27,00	15,652	25,488	13,067
	X ₇	21,641	192,19	19,425	12,132	32,567	7,965
	X ₈	21,564	204,16	15,819	9,953	33,559	9,047
C	X ₉	17,398	160,24	12,066	13,639	28,465	4,110
D	X ₁₀	22,015	148,10	12,083	10,400	39,961	5,891
	X ₁₁	21,945	144,30	13,125	8,228	39,863	5,373
	X ₁₂	23,245	131,42	12,465	7,341	41,133	4,719
E	X ₁₃	13,814	85,731	7,821	10,986	21,604	3,306
	X ₁₄	14,575	94,846	6,706	11,309	21,979	3,817
	X ₁₅	16,102	101,67	5,425	12,827	21,558	3,126
F	X ₁₆	24,382	138,81	11,523	12,722	44,019	6,027
	X ₁₇	24,048	149,78	10,321	11,264	42,666	4,300
	X ₁₈	21,784	144,30	9,005	9,776	42,110	5,659
G	X ₁₉	5,656	15,430	0,421	4,379	17,844	5,571
	X ₂₀	—	30,832	3,003	13,405	31,090	7,841
	X ₂₁	9,758	63,603	8,555	18,305	25,308	11,079
	X ₂₂	4,028	89,008	9,799	11,362	24,527	19,958
	X ₂₃	15,539	250,52	21,255	19,031	34,416	14,194
H	X ₂₄	17,351	199,81	10,2	20,540	37,256	28,051
	X ₂₅	19,056	203,79	11,241	12,654	39,443	25,428
	X ₂₆	19,492	208,42	8,484	9,806	38,226	21,130

Oznaka režima rada	Dozvoljen nivo vibracija	
	Zadni ležaj	Prednji ležaj
X_1 do X_{12} i X_{16} do X_{26}	140 mV (20 μ m)	62,5 mV (5 μ m)
X_{13} do X_{15}	105 mV (15 μ m)	25 mV (2 μ m)

Sl. 4 — Izgled delova sklopa zadnjeg ležaja GTM ASTAZOU XIVM

U petoj fazi programa obavljeno je ponovno snimanje spektra vibracija reklamiranog GTM na UIS, nakon u-

D.3. Dijagram spektra vibracija reklamiranog motora ASTAZOU XIV M na jednom režimu iz Programa ispitivanja nakon otklanjanja uzroka vibracija

Sl. 5 — Izmerena odstupanja na paoku zadnjeg ležaja GTM ASTAZOU XIVM

klanjanja njihovog uzroka. Dobijeni rezultati izmerenog intenziteta vibracija prikazani su na dijagramu (D.3) samo za jedan režim rada GTM (X15), u toku izvođenja programa ispitivanja na UIS (tabela 1).

U poslednjoj, šestoj fazi programa, izvršena je analiza vrednosti snimljenog spektra vibracija. Uporedni rezultati snimljenog intenziteta vibracija ETALON motora i reklamiranog GTM ASTAZOU XIV M, pre i nakon ras-

Sl. 6 — Izmerena odstupanja na kućištu zadnjeg ležaja sa prirubnicom

tivno su zamenjivani jedan po jedan neispravan sklop, dok su ostali zadržavani. Na ovako sklopljenim i ispitanim GTM, registrovan je nivo vibracija i analiziran uticaj svakog od neispravnih sklopova. Tek nakon zamene svih neispravnih sklopova (zadnji ležaj i kućište), nivo vibracija je sveden u dozvoljene granice.

Rezime

Analizom eksperimentalnih rezultata sprovedenog programa ispitivanja nedozvoljenih vibracija na nekoliko reklamiranih GTM ASTAZOU XIV M, zaključeno je:

1. Rezultati kalibracije opreme UIS i kontrolnog ispitivanja ETALON motora su potvrdili da tačnost opreme i postupak ispitivanja na UIS, nisu uzrok nedozvoljenih vibracija.

2. Konstatovane su nedozvoljene vibracije na nekoliko reklamiranih GTM ASTAZOU XIV M, na osnovu snimljenog frekventivnog spektra vibracija pomoću dopunske opreme (slike 2 i 3).

3. Glavni uzrok nedozvoljenih vibracija otkriven je u netačnoj izradi

sklopa zadnjeg ležaja (slika 4) i kućišta turbine (slika 5). Netačnost izrade navedenih sklopova dovodi do nesaosnosti prednjeg i zadnjeg ležaja turbine (slika 9), što je neposredni uzročnik nedozvoljenih vibracija.

4. Dopunjena je tehnologija skapanja GTM ASTAZOU XIV M sa obaveznom dopunskom kontrolom dimenzija sklopa zadnjeg ležaja i kućišta turbine. Tako su smanjeni troškovi ponovnih rastavljanja i ispitivanja GTM na UIS.

5. Sprovedena i potvrđena metodologija ispitivanja nedozvoljenih vibracija GTM ASTAZOU XIV M postupkom funkcionalne dijagnostike primenljiva je i na druge tipove GTM.

6. Inostrani proizvođač GTM ASTAZOU XIV M je bez primedbi prihvatio reklamaciju za sve neispravne delove i potvrdio metodologiju utvrđivanja nedozvoljenih vibracija, otkrivanja uzroka, kao i mere za njihovo otklanjanje. Izvedeni program ispitivanja nedozvoljenih vibracija na GTM ASTAZOU XIV M, potvrđuje mogućnost UIS za obavljanje ekspertske ispitivanja i istraživanja.

Literatura:

- [1] A. M. Ahmedzanov i dr.: Diagnostika sastojanja VRD po termogasodinamičkim parametrima, Mašinstroenie 1993.
- [2] I. V. Keba: Diagnostika aviacionnih gazoturbinah dvigatelj, Transport 1980.
- [3] N. N. Smirnov i dr.: Obsluživanje i remont aviacionnoj tehniki po sostajaniji Transport 1987.
- [4] R. I. Adgamov dr.: Avtomatizirovanie ispitanija v aviaostroeni, Mašinstroenie 1989.
- [5] V. V. Kijueva i dr.: Tehničeskie sredstva diagnostirovanija-spravočnik, Mašinstroenie Moskva 1989.

- [6] Dr Ž. Adamović: Tehnička dijagnostika u mašinstvu. Privredni pregled 1986.
- [7] Dr S. Janković: Modeliranje univerzalne ispitne stanice za pouzdano i ekonomično ispitivanje helikopterskih gasnih turbina, Doktorska disertacija, 1991.
- [8] ČASOPISI: Avlaciona tehnika, JU. V. KOŽEVNIKOV i dr.: K optimizaci ispitani GTD na osnove posledovatelnih Bejsovskih procedur (№ 2 1975). Gas turbine world. Journal of the American helicopter SOC.