УДК 629.7.05

ЧАСТОТНЫЙ АНАЛИЗ ШАРИКОПОДШИПНИКОВОЙ ОПОРЫ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА НА БАЗЕ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ-МАХОВИКА, ПРИМЕНЯЕМОГО ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ОРИЕНТАЦИЕЙ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

Бритова Ю. А.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Томск, Россия (634050, г. Томск, пр. Ленина, 30), e-mail: tps@tpu.ru

В статье рассматривается необходимость расчета частот шарикоподшипникового узла при проектировании электромеханических органов систем ориентации космических аппаратов. Представлена математическая модель управляемого по скорости двигателя-маховика с добавлением формул по теоретическому определению частот основных дефектов шарикоподшипникового узла. Описан разработанный программный модуль, предназначенный для анализа частотного спектра вибрации управляемого по скорости двигателя-маховика с целью выявления дефектов шарикоподшипникового узла. Частотный анализ шарикоподшипниковой опоры управляемого по скорости двигателя-маховика посредством использования современного измерительного оборудования позволяет выявлять возможные дефекты шарикоподшипника, оценивать и прогнозировать уровень их развития.

Ключевые слова: управляемый по скорости двигатель-маховик, программный модуль, шарикоподшипник, частотный анализ, вибрационная характеристика.

FREQUENCY ANALYSIS OF THE BALL-BEARING SUPPORT EXECUTIVE BODY ON BASE GO THE ENGINE FLYWHEEL OPERATED ON SPEED, APPLIED TO MANAGEMENT OF SPACECRAFT ORIENTATION IS OPERATED

Britova Y. A.

National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia (634050, Tomsk, Lenin Avenue, 30), e-mail: tps@tpu.ru

In article need of calculation of frequencies of ball-bearing knot is considered at design of electromechanical bodies of systems of orientation of spacecrafts. The mathematical model of the engine flywheel operated on speed with addition of formulas by theoretical determination of frequencies of the main defects of ball-bearing knot is presented. The developed program module intended for the analysis of a frequency range of vibration of the engine flywheel operated on speed for the purpose of detection of defects of ball-bearing knot is described. The frequency analysis of a ball-bearing support of the engine flywheel operated on speed by means of use of the modern measuring equipment allows to reveal possible defects of the ball-bearing, to estimate and predict level of their development.

Key words: the engine flywheel operated on speed, the software module, ball bearing, frequency analysis, vibration characteristics.

В качестве электромеханических исполнительных органов системы ориентации космического аппарата (КА) используются управляемые двигатели-маховики (УДМ), которые генерируют управляющие моменты путем изменения количества движения маховика:

$$M_{упр} = \frac{dH}{dt} = J \cdot \dot{\Omega}, \qquad (1)$$

где H – кинетический момент маховика; J – момент инерции маховика; $\dot{\Omega}$ – угловое ускорение вращения маховика.

В общем виде УДМ представляет собой массивный ротор с явно выраженным ободом *1 (маховик)*, установленный в опорах *2* и приводимый во вращение электродвигателем *3*, ротор которого закреплен на маховике, а статор – на основании *4*. Для снижения момента сопротивления вращению маховика и, следовательно, снижения энергопотребления, вся конструкция помещена в герметичную камеру, образованную кожухом *5* и основанием [3].

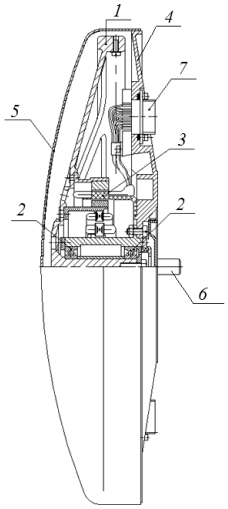

Рис. 1. Конструкция УДМ

При проектировании УДМ руководствуются математической моделью, представляющей взаимосвязь его эксплуатационных характеристик. Но в связи с тенденциями совершенствования характеристик ИО в части увеличения угловой скорости вращения, срока активного существования и уменьшения массогабаритных характеристик необходима корректировка модели.

Уменьшение массогабаритных характеристик приводит к уменьшению жесткости основных элементов, что ведет за собой уменьшение собственных резонансных частот и критической скорости вращения ИО, следствием чего является проявление вибрации его конструкции.

Для одновременного увеличения скорости вращения и срока активного существования ИО необходимо на этапе проектирования шарикоподшипникового узла осуществлять выбор подходящего подшипника и оценивать уровень его вибрации при работе на предполагаемой угловой скорости вращения ИО.

Шарикоподшипниковый узел (и непосредственно шарикоподшипник) – основной источник смещения центра масс и вибрации маховика. Спектр вибрации шарикоподшипников состоит из многочисленных гармоник, причем некоторые из них имеют высокие уровни по амплитуде. Вибрация подшипников определяется случайными взаимодействиями геометрически неидеальных поверхностей дорожек качения и шариков. Возможны выбросы энергии, обусловленные внезапными проскальзываниями шариков и их

резким проворачиванием под действием гироскопических моментов, что оказывает влияние на колебание момента инерции и, вследствие этого, колебание исходного положения кинетического момента [4, 5].

Поэтому необходимо расширить математическую модель в части добавления формул по теоретическому определению частот основных дефектов шарикоподшипникового узла. Все гармонические составляющие вибрации от подшипников качения (элементов подшипника) имеют частоты, связанные с угловой скоростью вращения ИО (внутреннего кольца подшипника).

Обобщенная скорректированная математическая модель УДМ:

1 $$H = \frac{1}{32} \cdot \pi \cdot \gamma \cdot h \cdot \Omega \cdot D^4 \cdot \left(1 + k^4\right)$$ кинетический момент;

2 $$M = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot \gamma \cdot h \cdot \Omega \cdot D^4 \cdot \left(1 + k^2\right)$$ масса маховика;

3 $$N = \frac{1}{\Omega} \cdot \left(\frac{C}{Q_p}\right)^{3,3}$$ ресурс;

4 $$P = 1{,}028 \cdot M_c \cdot \Omega \cdot 10^5 \cdot \eta$$ потребляемая мощность;

5 $$M_c = \left(M_y + M_{ШП} + M_a\right)$$ момент сопротивления;

6 $$M_{упр} = \frac{dH}{dt} = J \cdot \dot{\Omega}$$ управляющий момент маховика;

7 $$T_{разг.} = 4 \cdot T_м$$ время разгона;

8 $$M_{ШП} = 1{,}14 \cdot K_k \cdot \left(1 + \frac{D_в}{d_ш} \cdot Q_p\right)$$ момент трения шарикоподшипников;

9	$M_a = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot C_{Л(Т)} \cdot \Omega^2 \cdot Г_ф$	момент аэродинамического сопротивления;
10	$C_Л = 0{,}53 \cdot R_e^{-0{,}5}$	аэродинамические коэффициенты для ламинарного и турбулентного течения;
11	$C_Т = 0{,}0287 \cdot R_e^{-0{,}2}$	
12	$f_c = 0{,}5 \cdot \left[1 - \left(\frac{2 \cdot d_ш}{D + d}\right) \cdot \cos q\right] \cdot \Omega$	частота вибрации, вызванная неуравновешенностью сепаратора подшипника;
13	$f_в = 0{,}5 \cdot \left[1 + \left(\frac{2 \cdot d_ш}{D + d}\right) \cdot \cos q\right] \cdot z \cdot \Omega$	частота вибрации, вызванная дефектом внутреннего кольца подшипника;
14	$f_н = 0{,}5 \cdot \left[1 - \left(\frac{2 \cdot d_ш}{D + d}\right) \cdot \cos q\right] \cdot z \cdot \Omega$	частота вибрации, вызванная дефектом наружного кольца подшипника;
15	$f_ш = \left(\frac{d + D}{4 \cdot d_ш}\right) \cdot \left(1 - \frac{4 \cdot d_ш^2}{(d + D)^2} \cdot \cos^2 q\right) \cdot \Omega$	частота вибрации, вызванная дефектом тела качения подшипника;
16	$f_{о.в} = \frac{d + D}{2 \cdot d_ш} \cdot z \cdot \Omega$	частота вибрации, вызванная шероховатостью или овальностью тел качения подшипника;
17	$f_з = 0{,}5 \cdot z \cdot \Omega$	частота вибрации, вызванная зазором в подшипнике;
18	$f_{жест.} = 0{,}5 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot d_ш}{d + D}\right) \cdot z \cdot \Omega$	частота вибрации, вызванная периодическими изменениями жесткости подшипника при перекатывании тел качения;

19	$f_{жест.} = 0{,}5 \cdot \left(1 - \frac{d_ш}{d + D}\right) \cdot \Omega$	частота вибрации, вызванная зазорами в гнездах сепаратора подшипника;
20	$\omega_{кр} = \frac{1}{\sqrt{0.5 \cdot (M \cdot \alpha - J_Z \cdot \beta) + \sqrt{0.25 \cdot (M \cdot \alpha - J_Z \cdot \beta)^2 + M \cdot J_Z \cdot (\alpha \cdot \beta - \gamma^2)}}}$	критическая угловая скорость вращения УДМ;
21	$\vartheta = \frac{\left[G \cdot l - (J_Z + J_X) \cdot \Omega^2\right] \cdot (J_Z - J_Э) \cdot \varepsilon \cdot \Omega^2}{(G \cdot l - J_Y \cdot \Omega^2) \cdot (G \cdot l - J_X \cdot \Omega^2) - (J_Z \cdot \Omega^2)^2} \cdot \sin \Omega t$	вынужденные колебания, возникающие по двум ортогональным осям УДМ,
22	$\psi = \frac{\left[G \cdot l - (J_Z + J_Y) \cdot \Omega^2\right] \cdot (J_Z - J_Э) \cdot \varepsilon \cdot \Omega^2}{(G \cdot l - J_Y \cdot \Omega^2) \cdot (G \cdot l - J_X \cdot \Omega^2) - (J_Z \cdot \Omega^2)^2} \cdot \cos \Omega t$	

где R – наружный радиус маховика; r – внутренний радиус маховика; $k=R/r$; γ – удельная масса материала маховика; h – высота обода; D – диаметр маховика; Ω – угловая скорость вращения; C – коэффициент работоспособности подшипников; Q_p – нагрузка; K_k – коэффициент трения качения; $D_в$ – внутренний диаметр наружного кольца шарикоподшипника; ρ – плотность среды, окружающей маховик; R_e – число Рейнольдса; D – диаметр наружного кольца подшипника; d – диаметр внутреннего кольца подшипника; z – количество тел качения (шариков); $d_ш$ – диаметр тела качения (шарика); q – угол контакта тел качения; $d_{ср}$ – диаметр окружности центров шариков; $n_в$ – число волнистостей по окружности беговой дорожки качения внутреннего или наружного кольца.

Экспериментальные исследования показали, что вибрационная характеристика (ВХ) УДМ (рис. 2) далека от теоретической – в рабочем диапазоне угловых скоростей вращения появляются резонансы, которые неминуемо влияют на динамику механической системы всего КА. Первый резонансный диапазон 26,6 – 45 $с^{-1}$, второй – 70 – 100 $с^{-1}$.

Для определения вибрационной картины шарикоподшипникового узла УДМ разработана методика частотного анализа, основанная на создании программного модуля анализа виброактивного спектра УДМ, являющегося дополнением к программному обеспечению PULSE Lab Shop модульной многоканальной системы анализа сигналов PULSE фирмы Bruel&Kjaer (Дания).

В системе анализа сигналов PULSE удачно сочетаются одновременно мощь современного анализатора, использующего специализированное программное обеспечение, и широкие вычислительные возможности персональной ЭВМ. Система предназначена для сбора данных с метками времени, измерений общего уровня шума и вибрации, базового и расширенного акустического анализа, анализа динамических характеристик конструкций, диагностики механических устройств, электроакустических испытаний [1].

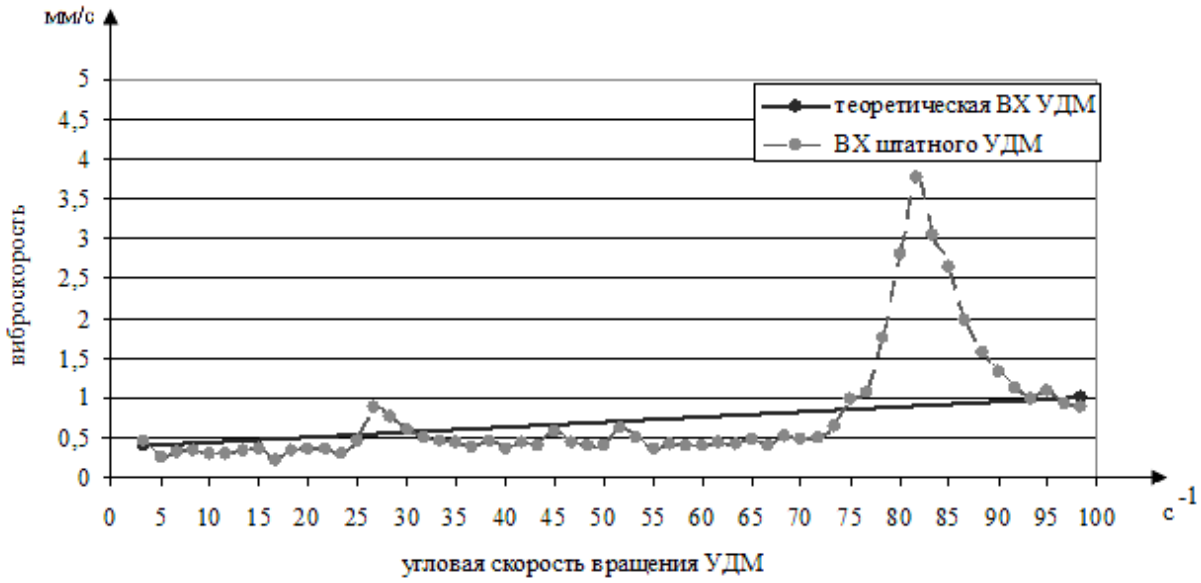

Рис. 2. Вибрационная характеристика УДМ

Временные спектры измерений сохраняются в мультибуфере анализатора, а частотные выводятся в рабочее пространство программы PULSE Lab Shop в виде графиков трех переменных: частоты анализатора, уровня виброскорости, угловой скорости вращения УДМ (рис. 3) [2].

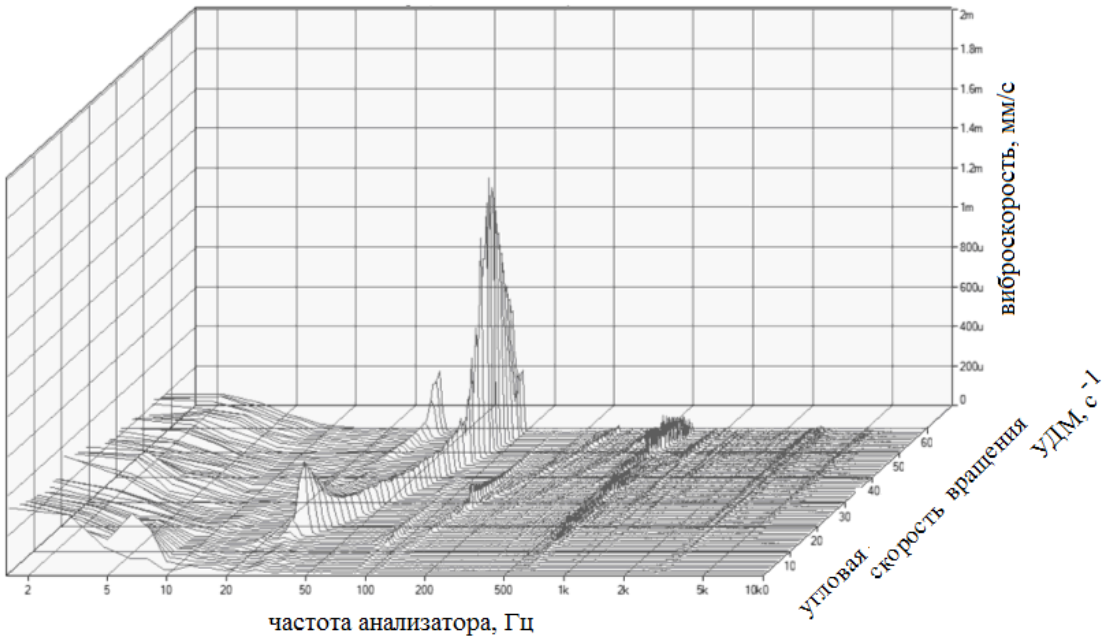

Рис. 3. Трехмерный спектр вибрации УДМ в зоне шарикоподшипникового узла

На графике представлены спектры вибрации УДМ в диапазоне угловых скоростей вращения от 0 до 100 $с^{-1}$.

Разработанный программный модуль позволяет в автоматическом режиме формировать таблицу разложения спектра вибрации, состоящую из частот спектра, амплитудные значения виброскорости которых превышают поровое значение в 65 дБ

(0,087 мм/с). Уровень порогового значения обусловлен требованиями, предъявляемыми к подшипникам качения, используемым в конструкции УДМ.

Сведенные в таблицу данные далее обрабатываются в следующей последовательности:

- просматриваются спектры вибрации на каждой угловой скорости вращения УДМ;

- указываются частотные диапазоны появления экстремумов в спектре вибрации;

- посредством созданного макроса с помощью программы Visual Basic, при указании диапазонов частот спектра и нажатии активной кнопки «Выделение диапазонов и максимальных пиков» (рис. 4) осуществляется выделение угловых скоростей вращения (подчеркнутые, выделенные курсивом) и частот с максимальным уровнем виброскорости (выделенные полужирным шрифтом и курсивом).

	min	max
I	10	19
II	20	44
III	45	100

	min	max
IV	120	180
V	230	321
VI	321	399

Выделение диапазонов и максимальных пиков

Рис. 4. Указание частотных диапазонов в программном модуле анализа виброактивного спектра УДМ

В табл. 2 представлено разложение спектра вибрации первого резонанса в частотной области 26,6 – 45 $с^{-1}$ герметичного УДМ, ВХ которого представлена на рис. 2.

Из представленной таблицы видно, что максимальное значение по амплитуде виброскорости имеет частота 29,69 Гц, амплитудное значение виброскорости которой превышает уровень угловой скорости вращения. Следовательно, первый резонанс возникает на частоте анализатора 29,69 Гц.

Для проведения частотного анализа дефектов шарикоподшипникового узла в модель виброактивного анализа спектра включены:

- таблица основных параметров диагностируемого подшипника качения;

- расчетные таблицы возможных дефектных частот подшипника (и их гармоник) на каждой угловой скорости вращения УДМ;

- таблица сравнения выявленной частоты из спектра вибрации УДМ с расчетной дефектной частотой с погрешностью 15 %.

Табл. 2

угловая скорость вращения УДМ, с^-1											
26,7		28,3		30,0		31,7		33,3		35,0	
пик, Гц	V, мм/с	пик, Гц	V, мм/с	пик, Гц	V, мм/с	пик, Гц	V, мм/с	пик, Гц	V, мм/с	пик, Гц	V, мм/с
1,56	0,23	1,56	0,24	1,56	0,26	1,56	0,26	1,56	0,25	1,56	0,23
3,13	0,18	3,13	0,17	3,13	0,18	3,13	0,20	3,13	0,19	3,13	0,17
4,69	0,14	4,69	0,13	4,69	0,15	4,69	0,14	4,69	0,13	4,69	0,12
6,25	0,11	6,25	0,10	6,25	0,10	6,25	0,09	28,13	0,21	28,13	0,19
26,56	*0,09*	26,56	0,09	28,13	0,26	28,13	0,23	***29,69***	***0,28***	***29,69***	***0,25***
конец	конец	*28,13*	*0,29*	***29,69***	***0,35***	***29,69***	***0,32***	31,25	0,23	31,25	0,20
		29,69	***0,38***	31,25	0,26	*31,25*	*0,26*	*32,81*	*0,20*	32,81	0,18
		31,25	0,12	32,81	0,13	32,81	0,21	34,38	0,16	*34,38*	*0,16*
		конец	конец	конец	конец	конец	конец	конец	конец	35,94	0,14
										конец	конец

угловая скорость вращения УДМ, с^-1											
36,7		38,3		40,0		41,7		43,3		45,0	
пик, Гц	V, мм/с	пик, Гц	V, мм/с	пик, Гц	V, мм/с	пик, Гц	V, мм/с	пик, Гц	V, мм/с	пик, Гц	V, мм/с
1,56	0,33	1,56	0,30	1,56	0,28	1,56	0,29	1,56	0,30	1,56	0,30
3,13	0,23	3,13	0,21	3,13	0,21	3,13	0,21	3,13	0,27	3,13	0,27
4,69	0,12	4,69	0,11	4,69	0,11	4,69	0,11	4,69	0,11	4,69	0,14
28,13	0,17	28,13	0,15	28,13	0,13	28,13	0,12	28,13	0,11	28,13	0,10
29,69	***0,23***	***29,69***	***0,20***	***29,69***	***0,18***	***29,69***	***0,16***	***29,69***	***0,15***	***29,69***	***0,13***
31,25	0,18	31,25	0,16	31,25	0,15	31,25	0,13	31,25	0,12	31,25	0,11
32,81	0,16	32,81	0,14	32,81	0,13	32,81	0,11	32,81	0,10	32,81	0,09
34,38	0,14	34,38	0,13	34,38	0,11	34,38	0,10	34,38	0,09	43,75	0,11
35,94	*0,14*	35,94	0,12	35,94	0,11	35,94	0,10	35,94	0,09	*45,31*	*0,12*
37,50	0,12	*37,50*	*0,12*	37,50	0,11	37,50	0,10	39,06	0,09	конец	конец
конец	конец	39,06	0,12	*39,06*	*0,11*	39,06	0,10	40,63	0,10		
		конец	конец	40,63	0,12	*40,63*	*0,11*	42,19	0,10		
				конец	конец	42,19	0,11	*43,75*	*0,12*		
						43,75	0,09	конец	конец		
						конец	конец				

В табл. 3 представлен расчет частот (и гармоник) возможных дефектов шарикоподшипникового узла на угловой скорости вращения 28,3 $с^{-1}$, так как именно на этом значении угловой скорости вращения УДМ частота анализатора 29,69 Гц имеет наибольшее значение по виброскорости (0,38 мм/с).

При сравнении выявленной частоты с частотами табл. 3 замечено, что частота 29,69 Гц совпадает с расчетной частотой неуравновешенности сепаратора (27,3 Гц) в пределах 8 %. Следовательно, причиной возникновения резонанса в диапазоне угловых скоростей вращения УДМ 26,6 – 45 $с^{-1}$ является дефект шарикоподшипникового узла – неуравновешенность сепаратора.

Максимальный уровень вибрации шарикоподшипникового узла при выявленном дефекте составляет 77,6 дБ (0,38 мм/с), что на 12,6 дБ больше уровня, предъявляемого к используемому подшипнику.

При анализе виброактивного спектра второго резонанса в диапазоне угловой скорости вращения 70 – 100 $с^{-1}$ выявлено, что причиной резонанса является недостаточная жесткость конструкции маховика УДМ, первая собственная частота которого меньше номинального значения угловой скорости вращения УДМ.

Табл. 3

Наименование дефекта	1	гармоники первой частоты, выявленного дефекта, Гц								
		2	3	4	5	6	7	8	9	10
неуравновешенность сепаратора	*27,3*	*54,6*	*81,9*	*109,2*	*136,5*	*163,8*	*191,1*	*218,4*	*245,7*	*273,0*
дефект внутренненго кольца	*124,8*	*249,7*	*374,5*	*499,3*	*624,2*	*749,0*	*873,8*	*998,7*	*1123,5*	*1248,3*
дефект наружного кольца	*73,5*	*147,0*	*220,5*	*294,0*	*367,5*	*441,0*	*514,5*	*588,0*	*661,5*	*735,0*
дефект тела качения (шарика)	*39,3*	*78,6*	*117,8*	*157,1*	*196,4*	*235,7*	*275,0*	*314,2*	*353,5*	*392,8*
шероховатость или овальность тел качения	*749,5*	*1499,1*	*2248,6*	*2998,1*	*3747,6*	*4497,2*	*5246,7*	*5996,2*	*6745,7*	*7495,3*
зазор подшипника	*99,2*	*198,3*	*297,5*	*396,7*	*495,8*	*595,0*	*694,2*	*793,3*	*892,5*	*991,7*
периодическое изменение жесткости подшипника при перекатывании тел качения	*72,9*	*145,9*	*218,8*	*291,7*	*364,6*	*437,6*	*510,5*	*583,4*	*656,3*	*729,3*
вибрация, вызванная зазорами в гнездах сепаратора	*10,4*	*20,8*	*31,3*	*41,7*	*52,1*	*62,5*	*72,9*	*83,3*	*93,8*	*104,2*

Вывод:

Разработанный способ частотного анализа шарикоподшипникового узла позволяет выявлять причину резонанса в области низких угловых скоростей вращения УДМ, а также посредством разработанного программного модуля проводить оценку развития дефектов шарикоподшипников в процессе функционирования УДМ.

Список литературы

1. Барков А. В., Баркова Н. А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации. – СПб.: СПбГМТУ, 2004. – 156 с.
2. Вибрационный анализ динамических характеристик двигателей-маховиков / Ю. А. Бритова, В. Я. Андросов, В. С. Дмитриев // Известия Томского политехнического университета. – 2009. – Т. 315. – №2. Математика и механика. Физика. – С. 167-172.
3. Гладышев Г. Н., Дмитриев В. С., Копытов В. И. Системы управления космическими аппаратами (Исполнительные органы: назначение, принцип действия, схемы, конструкция): Учебное пособие. – Томск: Изд. ТПУ, 2000. – 207 с.
4. Журавлев В. Ф., Бальмонт В. Б. Механика шарикоподшипников гироскопов / Под ред. Д. М. Климова. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
5. Павлов К. А., Воронкин В. А. Выявление дефектов подшипниковых узлов электромашин в процессе эксплуатации методами вибродиагностики // Качество и надежность электрических машин и электрооборудования: Тр. ВНИИЭМ. – М., 1986. – Т. 81. – С. 57-62.

Рецензенты:

Гольдштейн А. Е., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой информационной измерительной техники Национального исследовательского Томского политехнического университета, г. Томск.

Скрипняк В. А., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой механики деформированного твердого тела Национального исследовательского Томского государственного университета, г. Томск.