

на правах рукописи



**Бритова Юлия Александровна**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК  
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ-МАХОВИКОВ СИСТЕМ ОРИЕНТАЦИИ  
КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ**

Специальность 05.11.13 – «Приборы и методы контроля природной среды, веществ,  
материалов и изделий»

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Томск – 2012

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» и в открытом акционерном обществе «Научно-производственный центр «Полюс»

Научный руководитель: Дмитриев Виктор Степанович  
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: Гольдштейн Александр Ефремович  
доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой Информационно-  
измерительной техники Института  
неразрушающего контроля Национального  
исследовательского Томского  
политехнического университета

Герасимов Сергей Иванович  
доктор технических наук, профессор кафедры  
«Строительная механика» Сибирского  
Государственного университета путей  
сообщения

Ведущая организация: Национальный исследовательский Южно-  
Уральский государственный университет,  
г. Челябинск

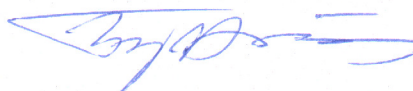
Защита состоится «20» ноября 2012 г. в 15:00 часов на заседании диссертационного совета Д212.269.09 при Национальном исследовательском Томском политехническом университете по адресу: 634028, г. Томск, ул. Савиных, 7, ауд. 215 (актовый зал).

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке Национального исследовательского Томского политехнического университета по адресу: 634034, г. Томск, ул. Белинского, 55.

Автореферат разослан «16» октября 2012 г.

Ученый секретарь диссертационного совета  
Д212.269.09, кандидат технических наук, доцент

Б.Б. Винокуров



## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Современные изделия космической техники являются сложными и дорогостоящими техническими устройствами. Поэтому естественным является стремление заказчиков космической техники к снижению стоимости разработки и изготовления как отдельных технических систем, так и космических аппаратов в целом. Одним из путей снижения стоимости, в определенной степени, является не только разработка элементов систем космических аппаратов (КА) с широким применением унифицированных базовых конструкций (космических платформ), доступной и элементной базой, но и максимально качественная конструкторская отработка опытных образцов, включая различные виды испытаний.

Сегодня КА – стратегическое направление развития космической деятельности всех стран. Это диктуется следующими обстоятельствами:

- массовым спросом на услуги, представляемые ракетно-космической отраслью (интернет-технологии, связь, навигация, метеорология, дистанционное зондирование Земли и акватории океанов, научные исследования);
- достигнутыми результатами в области создания прочных и легких конструкционных материалов, микропроцессоров с высокой производительностью, миниатюрных фотокамер, микромеханизмов, микросенсоров и т.д.;
- высокой конкуренцией со стороны ведущих космических корпораций;
- стремлением снижения затрат на разработку и эксплуатацию космической техники при одновременном увеличении качества и эффективности использования орбитальных группировок космических аппаратов (КА).

Большое внимание созданию малых космических аппаратов уделяют многие ведущие государства в мире, среди них: США, Россия, Япония, Италия, Германия и другие.

Пространственная ориентация и стабилизация положения КА осуществляется посредством исполнительных органов (ИО) различных типов, которые предназначены для формирования управляющих моментов относительно центра масс КА.

ИО на базе электродвигателей-маховиков (ДМ) в настоящее время благодаря своим функциональным возможностям, простоте конструкции и высокой надежности нашли широкое использование в системе ориентации космических аппаратов.

В связи с вышеизложенным особую актуальность приобретает улучшение эксплуатационных характеристик ДМ и, в частности, снижение его массы и габаритов при одновременном обеспечении требуемых частотных характеристик элементов конструкции.

Поэтому на современном этапе развития космической техники одной из актуальных задач на этапе проектирования ДМ является обеспечение требуемых параметров частотного спектра элементов конструкции в рабочем режиме.

**Цель диссертационной работы** состоит в разработке методик контроля частотных характеристик элементов конструкции ДМ с использованием

современных методов вибродиагностики и методов статистической обработки результатов испытаний как на этапе квалификационных испытаний, так и на этапе серийного производства.

Для достижения поставленной цели определены следующие **направления исследований**:

1. Проведение анализа параметров частотного спектра конечно-элементных моделей основных элементов конструкции ДМ с использованием современных методов диагностики;
2. Разработка методики анализа результатов испытаний вибрационных характеристик ДМ в рабочем режиме, включающей:
  - статистическую обработку результатов испытаний;
  - формирование нормированной вибрационной характеристики;
  - выявление частотных диапазонов резонансов элементов конструкции и численное определение значений резонансных частот;
  - обработка результатов комплексных испытаний в численном виде;
  - сравнение экспериментально выявленных частот с расчетными значениями собственных частот шарикоподшипникового узла;
3. Разработка методики анализа результатов испытаний для выявления резонансных частот элементов конструкции ДМ, включающей:
  - статистическую обработку результатов испытаний;
  - определение частотных диапазонов основных резонансов герметичной конструкции ДМ;
4. Проведение экспериментального модального анализа элементов конструкции ДМ;
5. Формирование интегрированной вибрационной картины конструкции ДМ.

**Методы решения задач.** Для решения поставленных задач использовались методы вибродиагностики, теория математической статистики, пакеты прикладных программ Excel, Pulse Lab Shop, ME'scopeVES, Shaker Control Software, T-Flex CAD.

Экспериментальные исследования проводились на испытательной базе аэрокосмического предприятия ОАО «НПЦ «Полус», г. Томск.

**Достоверность и обоснованность результатов** подтверждается использованием специализированного аттестованного оборудования для вибрационных испытаний, а также сопоставлением результатов аналитического моделирования с результатами экспериментальных исследований. Расхождение расчетных и экспериментальных результатов составляет не более 10%.

**Научная новизна** диссертационной работы заключается в:

1. Уточнении математической модели ДМ, позволяющей на стадии проектирования аналитически определять значения собственных частот элементов конструкции;
2. Создании параметрической конечно-элементной модели конструкции маховика, позволяющей при изменении его конструктивных параметров «отслеживать» изменение вибрационного режима узлов и деталей ДМ в рабочем режиме;

3. Разработке методики статистической обработки параметров вибрационных характеристик в рабочем режиме ДМ;

4. Разработке методики формирования нормированной вибрационной характеристики по общему уровню виброскорости в рабочем диапазоне угловых скоростей ДМ с выделением основных резонансных областей и определением амплитуд резонансов в конструкции по их вибрационной характеристике;

5. Разработке программного модуля анализа виброактивного спектра ДМ для определения резонансных частот и идентификации собственных частот шарикоподшипникового узла.

**Практическая ценность** работы заключается в следующем:

1. Полученные нормированные характеристики позволяют на этапе квалификационных испытаний контролировать на более качественном уровне проектируемые ДМ (соответствие или несоответствие технической документации);

2. Предложенная параметрическая модель маховика ДМ позволяет на этапе проектирования находить оптимальный вариант его элементов конструкции, гарантирующий смещение собственной частоты за диапазон рабочей угловой скорости ДМ;

3. Использование в процессе испытаний модернизированного программного модуля для анализа виброактивного спектра ДМ при выявлении механического резонанса в рабочем диапазоне угловых скоростей;

4. Внедрение в производственный процесс ОАО «НПЦ «Полус» разработанных методик интегрированного подхода к улучшению частотных характеристик конструкции ДМ в части определения и анализа вибрационных характеристик (ВХ) при выявлении механического резонанса элементов конструкции ДМ;

5. Внедрение в производственный процесс ОАО «НПЦ «Полус» базы данных при проведении вибрационных испытаний штатных ДМ.

**Реализация результатов работы.** Результаты проведенных исследований и разработанные методики внедрены в технологический процесс механических испытаний ДМ, изготавливаемых ОАО «НПЦ «Полус», г. Томск для ОАО «Информационные спутниковые системы» имени академика М.Ф. Решетнева, г. Железногорск.

**Основные положения диссертации, выносимые на защиту:**

1. Уточненная математическая модель ДМ, включающая расчет собственных частот элементов его конструкции, позволяет учитывать уровень параметров их колебаний;

2. Разработка интегрированного подхода к улучшению частотных характеристик конструкции ДМ на этапе разработки, заключающегося в комплексном анализе результатов вибродиагностики (методики определения резонансных частот конструкции ДМ и экспериментального модального анализа) для определения собственных частот элементов конструкции и уточнения их моделей;

3. Автоматизированный метод анализа виброактивного спектра вибрации

элементов конструкции ДМ, позволяет оперативно выявлять резонансные частоты и собственные частоты элементов конструкции;

4. Разработанная методика статистической обработки результатов механических испытаний ДМ на основе формирования нормированной характеристики вибрационного спектра позволяет осуществлять контроль качества конструкции ДМ на этапе квалификационных испытаний.

**Апробация работы.** Основные результаты проведённых исследований докладывались и обсуждались на международных научно-практических конференциях студентов и молодых учёных «Современные техника и технологии» (Томск, 4 – 8 мая 2009 г. и 12 – 16 апреля 2010 г.), научно-технической конференции молодых специалистов ОАО «Информационные спутниковые системы» имени академика М.Ф. Решетнёва» (Железногорск, 2011 г.), научно-технической конференции «Электронные и электромеханические системы и устройства» (Томск, ОАО «НПЦ «Полюс» 22 – 23 апреля 2010 г.), на II Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Неразрушающий контроль: электронное приборостроение, технологии, безопасность» (Томск, 28 мая – 1 июня 2012 г.), XVI Международной научной конференции «Решетневские чтения-2012» (Красноярск, 08 – 10 ноября, 2012 г.).

**Публикации.** Результаты выполненных исследований отражены в 13 печатных работах, в том числе в трех статьях периодической печати из перечня ВАК, двух статьях центральной печати и восьми публикаций в сборниках научно-технических конференций международного и всероссийского уровней.

**Структура и объём диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы и приложения. Общий объём работы 194 страницы, в т.ч. рисунков – 72, таблиц – 29, библиография содержит 77 наименований, приложений – 3.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность проводимых исследований, сформулирована цель диссертационной работы, поставлены основные задачи исследований, раскрыта научная новизна и практическая значимость исследований, представлены основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** диссертации представлен объект исследования – ДМ, являющийся ИО активной системы ориентации КА. Управляющий момент ДМ создается изменением угловой скорости маховика, установленного по соответствующей оси КА.

В общем виде ДМ (рис. 1) состоит из массивного ротора с явно выраженным ободом 1, установленного в опорах 2 и приводимого 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 4.

Рассмотрены тенденции совершенствования технических характеристик ДМ и представлено сравнение ВХ исследуемого ДМ №1, изготавливаемого ОАО «НПЦ «Полус», с идеализированной (рис. 2), подтверждающее актуальность проводимых исследований.

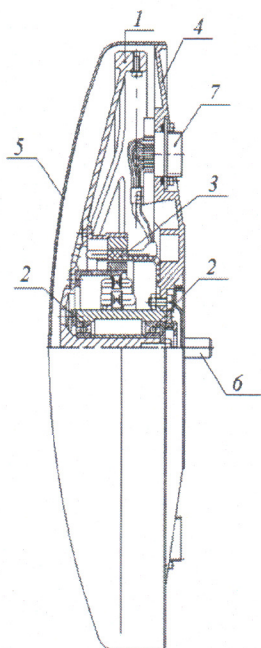


Рис. 1 Конструкция ИО на базе ДМ

Рассмотрены основные источники вибрации элементов конструкции ДМ – электромагнитные силы (магнитострикционный эффект, переменные магнитные тяжения в зазоре между статором и ротором), механические силы (неуравновешенность вращающихся элементов ДМ, качество шарикоподшипникового узла). Указаны возможные производственные и эксплуатационные причины возникновения вибрации.

Представлена уточненная математическая модель ДМ, учитывающая колебания элементов его конструкции (1.1 – 1.21).

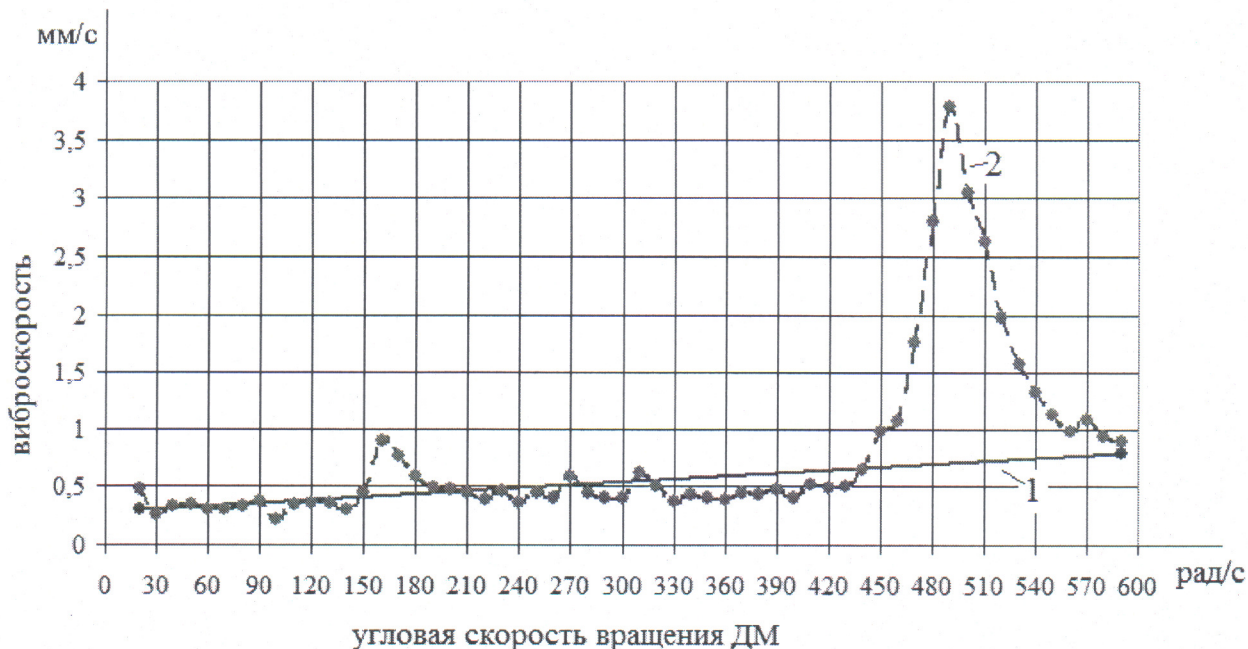


Рис. 2 Вибрационная характеристика ДМ  
1 – идеализированная; 2 – исследуемого ДМ №1

$$H = \frac{1}{32} \pi \gamma h \Omega D_m^4 (1 + k^4); \quad \text{кинетический момент} \quad (1.1)$$

$$m = \frac{\gamma h (R^2 - r^2)}{2}; \quad \text{масса маховика} \quad (1.2)$$

$$N = \frac{1}{\Omega} \left( \frac{C}{Q_p} \right)^{3,3}; \quad \text{ресурс} \quad (1.3)$$

$$P = 1,028 M_c \Omega 10^5 \eta; \quad \text{потребляемая мощность} \quad (1.4)$$

$$M_c = (M_y + M_{\text{шп}} + M_a); \quad \text{момент сопротивления} \quad (1.5)$$

$$M_{\text{упр}} = \frac{dH}{dt} = J\dot{\Omega}; \quad \text{управляющий момент маховика} \quad (1.6)$$

$$T_{\text{разг.}} = 4T_m; \quad \text{время разгона} \quad (1.7)$$

$$M_{\text{шп}} = 1,14 K_k \left( 1 + \frac{D_a}{d_u} Q_p \right); \quad \text{момент трения шарикоподшипников} \quad (1.8)$$

$$M_a = 2\pi\rho C_{\text{Л}(T)} \Omega^2 \Gamma_\phi; \quad \text{момент аэродинамического сопротивления} \quad (1.9)$$

$$C_{\text{Л}} = 0,53 R_e^{-0,5}; \quad \text{аэродинамические коэффициенты для} \quad (1.10)$$

$$C_T = 0,0287 R_e^{-0,2}; \quad \text{ламинарного и турбулентного течения} \quad (1.11)$$

$$\omega_{\text{кр}} = \frac{1}{\sqrt{0,5(m\alpha - J_z\beta) + \sqrt{0,25(m\alpha - J_z\beta)^2 + mJ_z(\alpha\beta - \xi^2)}}}, \quad \text{критическая угловая} \quad (1.12)$$

$$\text{где: } \alpha = \frac{ab^2}{3EI_1} + \frac{b^3}{3EI_2}, \quad \beta = \frac{a}{3EI_1} + \frac{b}{EI_2}, \quad \xi = \frac{ab}{3EI_1} + \frac{b^2}{2EI_2};$$

$$g = \frac{[Gl - (J_z + J_x)\Omega^2](J_z - J_y)\epsilon\Omega^2}{(Gl - J_y\Omega^2)(Gl - J_x\Omega^2) - (J_z\Omega^2)^2} \sin \Omega t; \quad \text{вынужденные колебания,} \quad (1.13)$$

$$\psi = -\frac{[Gl - (J_z + J_y)\Omega^2](J_z - J_x)\epsilon\Omega^2}{(Gl - J_y\Omega^2)(Gl - J_x\Omega^2) - (J_z\Omega^2)^2} \cos \Omega t; \quad \text{возникающие по двум} \quad (1.14)$$

$$\omega_p = \pm \sqrt{\frac{Gl(J_x + J_y) \pm \left[ Gl(J_x + J_y) - \frac{GlJ_xJ_y}{J_x + J_y} (1 - \mu^2) \right]}{2J_xJ_y(1 - \mu^2)}}; \quad \text{резонансная угловая} \quad (1.15)$$

$$f_c = 0,5 \left[ 1 - \left( \frac{2d_u}{D+d} \right) \cos q \right] \Omega; \quad \text{частота вибрации, вызванная} \quad (1.16)$$

$$f_6 = 0,5 \left[ 1 + \left( \frac{2d_u}{D+d} \right) \cos q \right] z\Omega; \quad \text{неуравновешенностью сепаратора} \quad (1.17)$$

$$f_n = 0,5 \left[ 1 - \left( \frac{2d_u}{D+d} \right) \cos q \right] z\Omega; \quad \text{шарикоподшипника} \quad (1.18)$$

$$f_{\text{мк}} = \left( \frac{d+D}{4d_u} \right) \left( 1 - \frac{4d_u^2}{(d+D)^2} \cos^2 q \right) \Omega; \quad \text{частота вибрации, вызванная собственной} \quad (1.19)$$

$$f_{o.6} = \frac{d+D}{2d_u} z\Omega; \quad \text{частотой внутреннего кольца} \quad (1.20)$$

$$f_3 = 0,5 z\Omega. \quad \text{шарикоподшипника} \quad (1.21)$$

где  $R$  – наружный радиус маховика;  $r$  – внутренний радиус маховика;  $k=R/r$ ;  $m$  – масса ДМ;  $\gamma$  – удельная масса материала маховика;  $h$  – высота обода;  $D_m$  – диаметр маховика;  $\Omega$  – угловая скорость вращения;  $C$  – коэффициент работоспособности подшипников;  $Q_p$  – нагрузка;  $\eta$  – коэффициент полезного действия;  $T_m$  – постоянная времени;  $K_k$  – коэффициент трения качения;  $D_a$  – внутренний диаметр наружного кольца шарикоподшипника;  $\rho$  – плотность среды, окружающей маховик;  $R_e$  – число Рейнольдса;  $D_0$  – диаметр по центрам тел качения шарикоподшипника;  $z$  – число тел качения (шариков);  $d_u$  – диаметр тела

качения (шарика);  $\alpha, \beta, \xi$  – коэффициенты влияния, определяющиеся конструкцией маховика с валом;  $a$  – расстояние от левой опоры до маховика;  $b$  – расстояние между опорами вала;  $G$  – вес маховика;  $EI_1$  и  $EI_2$  – жесткости сечения вала на изгиб;  $J_x, J_y, J_z$  – моменты инерции ДМ относительно соответствующих осей;  $J_0$  – экваториальный момент инерции ДМ;  $l$  – смещение центра тяжести ДМ относительно точки его подвеса;  $\varepsilon$  – угол отклонения между осью главного момента инерции маховика и осью вращения;  $\mu$  – коэффициент соотношения осевого и экваториальных моментов инерции маховика;  $D$  – диаметр наружного кольца шарикоподшипника;  $d$  – диаметр внутреннего кольца шарикоподшипника;  $z$  – количество тел качения (шариков);  $d_{ш}$  – диаметр тела качения (шарика);  $q$  – угол контакта тел качения.

Уточненная математическая модель ДМ, включающая значение критической угловой скорости маховика (1.12), описание вынужденных колебаний элементов конструкции с учетом технологических погрешностей (1.13-1.15), а также вибрации шарикоподшипниковой опоры (1.16-1.21) отвечает современным требованиям в русле тенденций совершенствования ИО системы ориентации КА.

Приведен обзор методов устранения возмущающих воздействий, генерируемых ДМ. Показана высокая эффективность использования аналитического расчета и экспериментального модального анализа для получения информации о собственных частотах, формах колебаний и возможностях демпфирования элементов конструкции ДМ на этапе создания элементов систем управления КА.

Приведена структура интегрированного подхода к улучшению частотных характеристик ДМ на этапе разработки, в которой отражена взаимосвязь экспериментальных исследований, аналитического моделирования и анализа результатов методик неразрушающего контроля ДМ (рис. 3). При экспериментальной отработке конструкции ДМ используются следующие виды испытаний: определение вибрационной характеристики ДМ в рабочем режиме, определение резонансных частот ДМ на вибростенде, экспериментальный модальный анализ элементов конструкции.

Анализ результатов экспериментальных исследований осуществляется посредством дополнительно разработанного программного модуля. Использование интегрированного подхода на этапе квалификационных испытаний позволяет уточнить модели элементов конструкции ДМ с целью получения требуемых частотных характеристик.

**Во второй главе** представлены разработанные методики испытаний (блок-схемы, оборудование, методики обработки результатов) вибрационных характеристик исследуемого ДМ, который проходил этап квалификационных испытаний. В основе этих методик лежат современные методы неразрушающего контроля.

Методика определения спектра вибрации конструкции ДМ в рабочем режиме основана на определении уровня вибрации элементов конструкции при разгоне и выбеге маховика в рабочем диапазоне угловых скоростей посредством прецизионных виброизмерительных преобразователей (ВИП).

Блок-схема испытаний для определения ВХ ДМ представлена на рис. 4.

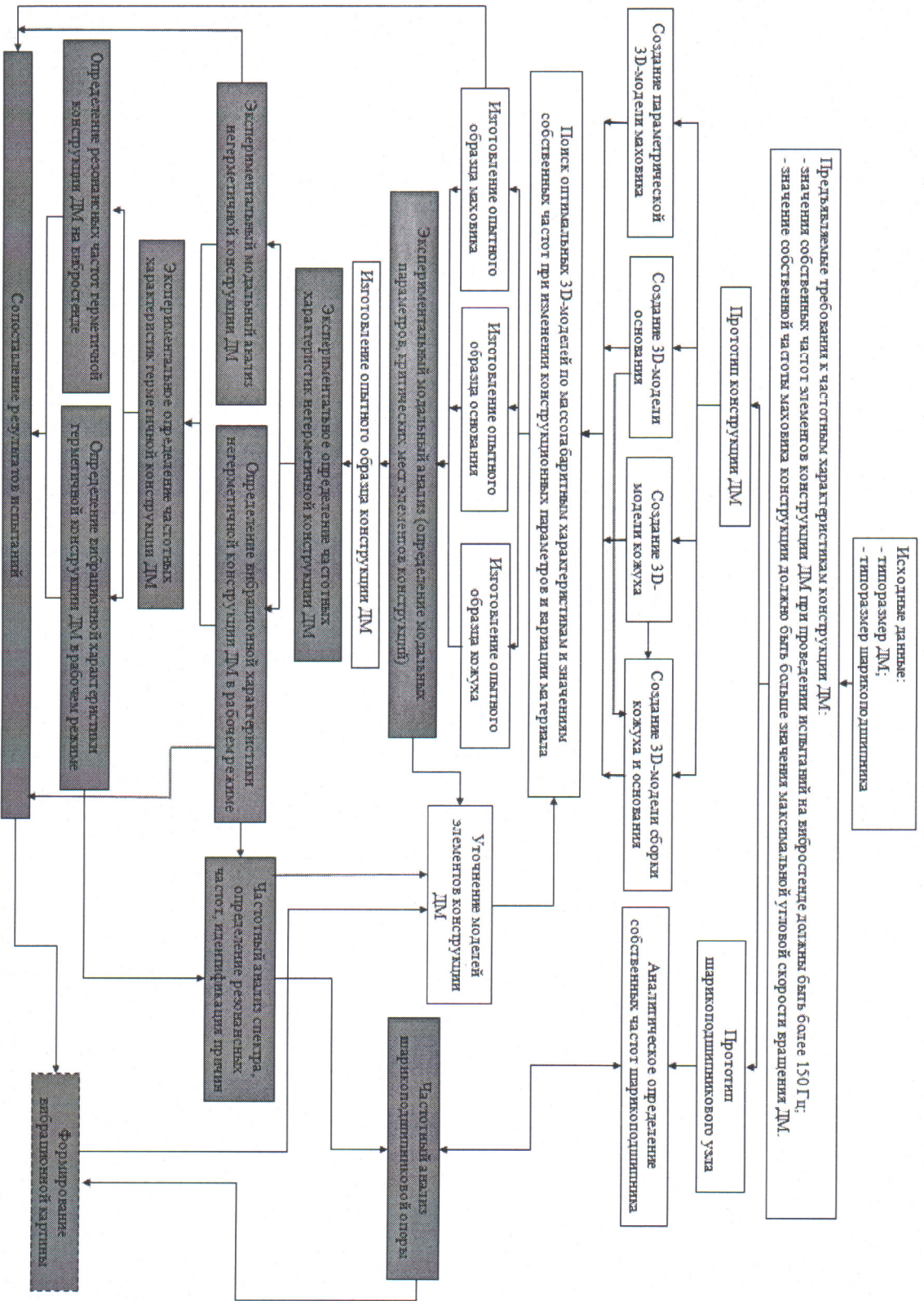


Рис. 3 Структура интегрированного подхода к улучшению частотных характеристик ДМ



Рис. 4 Блок-схема испытаний для определения ВХ ДМ

ВИП – виброизмерительный преобразователь;  
ПК – персональный компьютер

В основе методики выявления резонансных частот конструкции ДМ в нерабочем режиме лежит определение частотного отклика конструкции на нормированное воздействие, генерируемое вибрационной системой. Блок-схема испытаний для определения резонансных частот элементов конструкции ДМ приведена на рис. 5

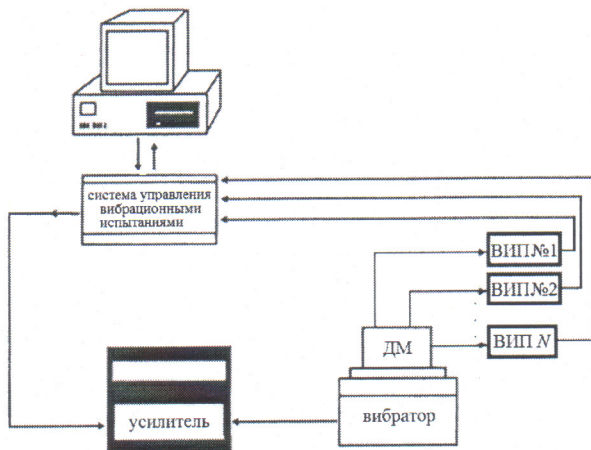


Рис. 5 Блок-схема испытаний для определения резонансных частот элементов конструкции ДМ

позволяет проводить анализ сигналов вибрации, как во временной, так и частотной областях динамических характеристик ДМ.

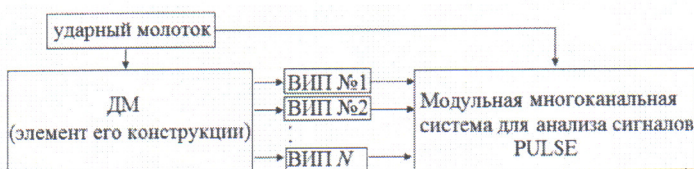


Рис. 6 Блок-схема испытаний для определения модальных параметров

В методике определения модальных параметров (собственной частоты, коэффициента демпфирования) (блок-схема представлена на рис. 6) конструкции ДМ и его элементов методом экспериментального модального анализа лежит методика вычисления функции частотного отклика при точечном воздействии силы посредством модального молотка.

В представленных методиках вибродиагностики применены современные программно-технические средства и прецизионные входные устройства измерения вибрации, что

Результаты испытаний исследуемого ДМ в рабочем режиме представлены в виде графиков зависимости общего уровня виброскорости от угловой скорости вращения. Пример графика приведен на рис. 7.

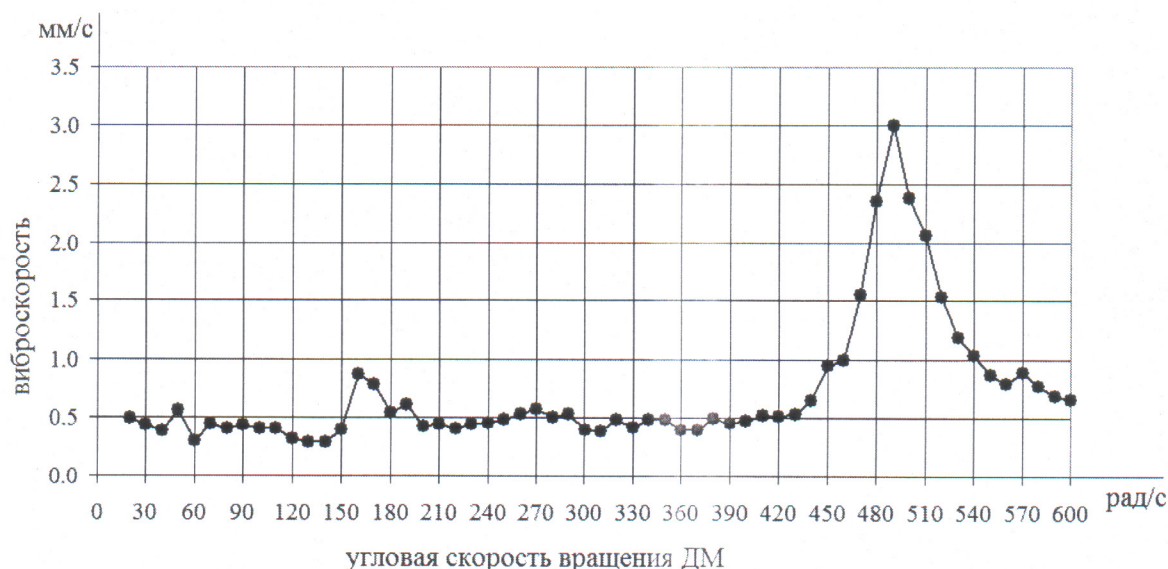


Рис. 7 Вибрационная характеристика исследуемого ДМ №1

В процессе квалификационных испытаний с использованием разработанных методик в области рабочих угловых скоростей вращения негерметичной конструкции исследуемого ДМ №1 выявлено появление двух резонансов: резонансный пик при угловой скорости вращения 160 рад/с (обусловлен собственной частотой шарикоподшипникового узла), и резонансный пик при угловой скорости вращения 490 рад/с (собственной частотой колебания маховика).

Результаты испытаний исследуемого ДМ №1 в нерабочем режиме (на вибростенде) представлены в виде графиков зависимости общего уровня виброускорения от частоты возмущающего воздействия, создаваемого вибрационной системой (имитация внешнего возмущающего воздействия).

Пример графика представлен на рис. 8.

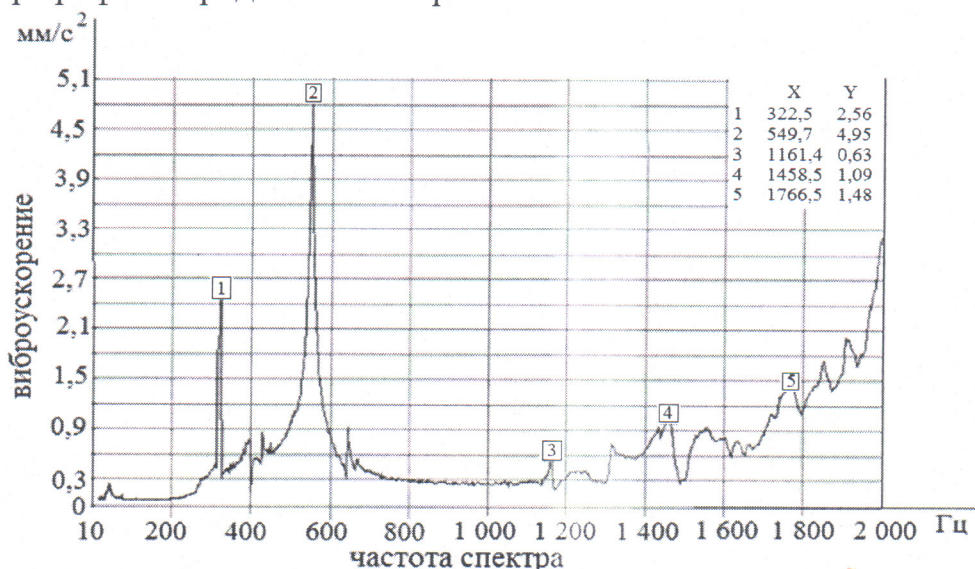


Рис. 8 АЧХ герметичной конструкции ДМ №1

Результатом проведенных исследований явилось введение в технологию квалификационных испытаний экспериментального модального анализа (ЭМА). В

процессе проведения ЭМА определяются реальные динамические характеристики элементов конструкции проектируемого ДМ: значения модальных (собственных) частот, уровень демпфирования в каждой точке конструкции и общее демпфирование на выделенных модальных частотах.

Посредством программного обеспечения ЭМА MeScope'Ves определяется коэффициент демпфирования в процентах от критического, т.е. от значения коэффициента демпфирования при котором система перестает быть колебательной. По величине коэффициента демпфирования на выделенной модальной частоте оценивается скорость затухания колебаний элементов конструкции ДМ.

В табл. 1 представлен пример результатов определения степени демпфирования герметичной конструкции исследуемого ДМ №1 на модальных частотах. Результаты получены обработкой экспериментальных данных в программном обеспечении MeScope'Ves в соответствии с методикой экспериментального модального анализа.

Таблица 1

№ моды	частота, Гц	демпфирование, %
1	380	2,6
2	640	1,8
3	1400	1,3

В работе показано, что ЭМА в настоящее время является наиболее совершенным и технически объективным методом определения динамических характеристик, как отдельных элементов

механических устройств, так и механических систем в целом.

В табл. 2 и 3 представлены результаты ЭМА основания и негерметичной гермокамеры ДМ соответственно, а в табл. 4 – результаты исследования частотных характеристик (модальные параметры) кожуха, являющегося составной частью ДМ.

Таблица 2

№ моды	частота, Гц	демпфирование, %
1	342	1,74
2	367	1,09
3	403	1,41
4	437	0,743
5	525	1,41
6	531	1,65

Таблица 3

№ моды	частота, Гц	демпфирование, %
1	592	7,45
2	879	2,26
3	1 004	2,95
4	1 025	2,24
5	1 039	1,88
6	1 052	1,8

Таблица 4

№ моды	частота, Гц	демпфирование, %
1	553	4,94
2	712	0,556
3	855	2,1
4	875	1,56
5	979	1,65
6	1 030	2,08
7	1 290	2,29

В третьей главе рассматривается разработанная методика проведения статистической обработки результатов испытаний определения ВХ в рабочем режиме и резонансных частот герметичной конструкции исследуемого типа ДМ в нерабочем режиме.

На рис. 9 представлены нормированные характеристики общего уровня

виброскорости по трем ортогональным осям (X, Y, Z) конструкции исследуемого типа ДМ при расположении ВИП в районе шарикоподшипникового узла (негерметичной - рис. 9 а, герметичной - рис. 9 б) и герметичной конструкции ДМ при расположении ВИП на кожухе (рис. 9 в).

По результатам проведения статистической обработки данных в виде нормированных характеристик в режиме разгона и выбега, показано, что у всех исследуемых негерметичных ДМ в рабочей области вращения маховика присутствуют два резонансных пика в диапазонах от 150 до 240 рад/с и от 400 до 600 рад/с (рис. 7 а, б).

Дальнейшие исследования показали, что причина их возникновения связана с вращающимися элементами конструкции: шарикоподшипниковым узлом и маховиком.

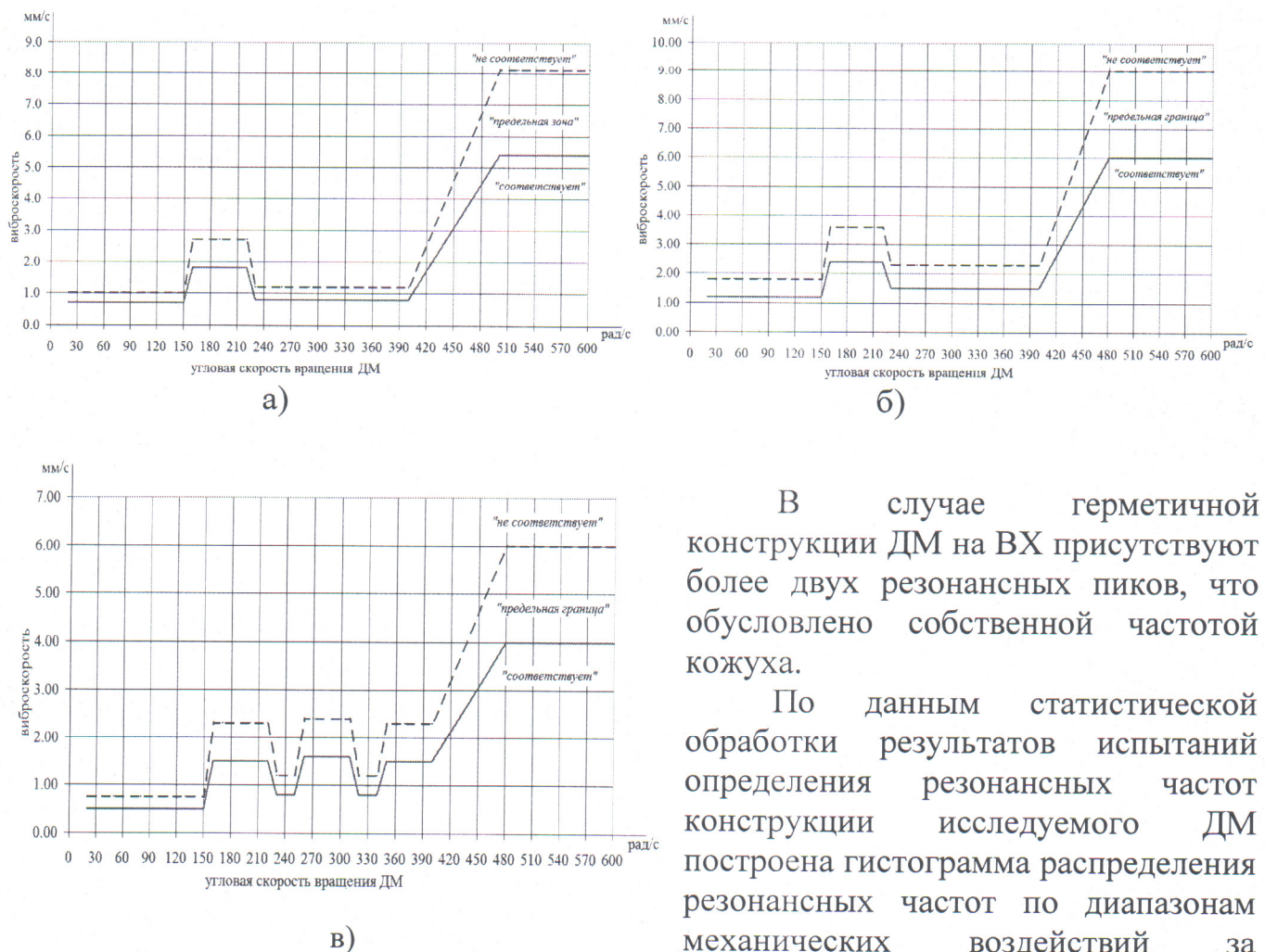


Рис. 9 Нормированные характеристики герметичного / негерметичного варианта конструкции исследуемого типа ДМ

точки установки ВИП №1 и №2 в районе шарикоподшипникового узла ДМ.

Гистограмма распределения позволяет наглядно увидеть спектр распределения резонансных частот в элементах конструкции во всем диапазоне механического воздействия на ДМ.

В случае герметичной конструкции ДМ на ВХ присутствуют более двух резонансных пиков, что обусловлено собственной частотой кожуха.

По данным статистической обработки результатов испытаний определения резонансных частот конструкции исследуемого ДМ построена гистограмма распределения резонансных частот по диапазонам механических воздействий за пределами рабочей угловой скорости исследуемого ДМ (рис. 10). Точки 1 и 2, указанные на гистограмме, это

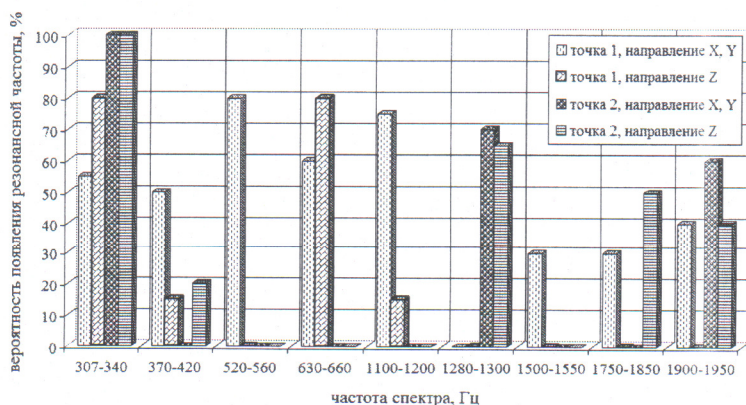


Рис. 10 Гистограмма распределения резонансных частот элементов конструкции ДМ

испытаний определения ВХ исследуемого ДМ №1 в рабочем режиме. Методика построена на анализах виброактивного спектра и шарикоподшипниковой опоры ДМ.

Модульная многоканальная система анализа сигналов PULSE позволила провести запись ВХ исследуемого ДМ №1 в рабочем диапазоне угловых скоростей от 10 до 600 рад/с как по общему уровню виброскорости, так и по спектрам вибрации на каждом значении угловой скорости вращения маховика с использованием анализатора быстрого преобразования Фурье (БПФ).

Для анализа виброактивного спектра вибрации ДМ в программе Microsoft Office Excel разработан программный модуль, который позволяет в автоматическом режиме формировать таблицу разложения спектра вибрации, состоящую из частот спектра, в которой заметно наличие амплитудных значений виброскорости превышающих пороговое значение в 65 дБ (0,087 мм/с). Уровень порогового значения определяется требованиями, предъявляемыми к шарикоподшипникам качения, используемым в конструкции такого типа ИО.

Программный модуль позволяет сформировать сводную таблицу разложения спектра вибрации конструкции во всем диапазоне угловых скоростей вращения маховика ДМ, что дает возможность проводить детальный анализ частотного состава спектра и отслеживать изменение уровня вибрации в процессе изменении угловой скорости вращения в рабочем диапазоне.

В результате анализа частотного состава спектра вибрации в зоне первого резонанса (угловая скорость вращения маховика 160 – 330 рад/с) и в зоне второго резонанса (угловая скорость вращения маховика 420 – 600 рад/с) исследуемой герметичной конструкции ДМ №1 (рис. 7) выявлены частоты, уровень виброскорости которых превышает значение требуемого порогового уровня в 65 дБ (табл. 5).

В табл. 5 курсивом отмечены частоты, при совпадении которых с определенными значениями угловой скоростью маховика исследуемого ДМ №1 появились резонансы, указанные на ВХ (рис. 7).

Согласно предъявляемым требованиям технического задания конструкция герметичного ДМ не должна иметь резонансных частот в частотном диапазоне до 150 Гц. Выполнение данного требования подтверждается гистограммой распределения резонансных частот (рис. 10).

В четвёртой главе представлена методика проведения анализа результатов

Таблица 5

рассматриваемый диапазон угловой скорости вращения, рад/с	спектр частот околорезонансной частоты, Гц	частота спектра с максимальным уровнем виброскорости, Гц	уровень виброскорости, дБ	
			мм/с	дБ
<b>160 – 300</b>	<b>26,56 – 29,69</b>	<b>29,7</b>	<b>0,38</b>	<b>77,6</b>
280 – 310	145,3	145,3	0,12	67,9
490 – 510	590,6	590,6	0,14	69,7
520 – 580	629,7	629,7	0,17	69
<b>500 – 600</b>	<b>85,94 – 87,5</b>	<b>85,94</b>	<b>1,38</b>	<b>87,6</b>
570 – 600	35,94 – 37,5	37,5	0,3	68,4

Частоты 590,6, 629,7 Гц, указанные в табл.5, совпадают с частотами, выявленными при статистической обработке результатов испытаний при определении резонансных частот герметичной конструкции исследуемого типа ДМ в нерабочем состоянии (на вибростенде), они отмечены на гистограмме.

Идентификация частот спектра вибрации конструкции исследуемого ДМ №1 осуществлена путем проведения аналитического расчета собственных частот шарикоподшипника и последующего их сравнения с экспериментально выявленными частотами, указанными в табл. 5. Для этого разработан программный модуль частотного анализа собственных частот шарикоподшипникового узла конструкции исследуемого ДМ №1.

Для проведения частотного анализа в программном модуле использованы:

- основные параметры диагностируемого шарикоподшипника;
- расчетная таблица собственных частот шарикоподшипника (и их гармоник) на каждой угловой скорости вращения ДМ;
- таблица сравнения выявленной частоты из спектра вибрации ДМ с расчетной собственной частотой шарикоподшипникового узла с погрешностью не хуже 10%.

Разработанный программный модуль позволяет определять собственные частоты шарикоподшипника во всем спектре частот рабочего режима ДМ. Пример результатов частотного анализа шарикоподшипников исследуемого ДМ №1 представлен в табл. 6.

Таблица 6

выявленная частота вибрации, Гц	угловая скорость ДМ, рад/с	расчетная собственная частота шп., Гц	погрешность совпадения частоты, %	уровень виброскорости, дБ	наименование собственной частоты шп.
<b>29,7</b>	<b>170</b>	<b>31,5</b>	6	77,6	неуравновешенность сепаратора
37,5	580	35,8	4,6	68,4	шарик
<b>85,9</b>	<b>510</b>	-	-	<b>87,6</b>	-
145,3	280	138,4	4,8	67,9	наружное кольцо
629,6	520	693,3	9,2	70,7	зазор

В табл. 6 видно, что частота 29,7 Гц идентифицируется, как неуравновешенность сепаратора шарикоподшипника. Следовательно, причиной

появления первого резонанса в диапазоне рабочей угловой скорости вращения маховика исследуемого ДМ от 170 до 270 рад/с является наличие собственной частоты сепаратора шарикоподшипника.

Частота 85,9 Гц (табл.6) не идентифицирована как собственная частота шарикоподшипника, следовательно, данная частота является собственной частотой других вращающихся элементов конструкции исследуемого ДМ.

Результаты квалификационных испытаний показывают, что без учета собственных частот элементов шарикоподшипникового узла невозможно обеспечить требуемое качество ИО для КА.

**В главе 5** представлены результаты расчетов значений частот основных конструктивных элементов исследуемого ДМ №1. Расчету подвергнуты элементы конструкции (маховик, основание, кожух), которые по результатам анализа являются источниками возникновения резонансов.

Расчет проводился методом конечных элементов (МКЭ) в системе T-Flex Анализ.

В результате проведения аналитического частотного анализа модели маховика исследуемого ДМ №1 были определены собственные частоты и соответствующие им формы колебаний. Получены результаты численных значений собственных частот при различной дискретизации сетки.

Первая собственная частота конструкции маховика составляет 91 Гц, которая с достаточной степенью точности совпадает с частотой, выявленной экспериментальным путем (85,9 Гц). Погрешность результатов расчетов составляет 5,6 %.

Таким образом, определено, что численное значение первой моды собственной частоты маховика (85,9 Гц) находится в рабочем диапазоне частоты исследуемого ДМ №1 (100 Гц), что и является причиной наличия второго резонанса (рис. 7).

По результатам аналитического частотного анализа первая мода собственной частоты модели конструкции основания исследуемого ДМ составила 315,2 Гц, а первая собственная частота основания, выявленная при ЭМА (табл. 2) составила 342 Гц. Расхождение результатов экспериментального и аналитического анализов составляет 7,6 %.

По результатам аналитического частотного анализа первая мода собственной частоты модели конструкции кожуха составила 1310,5 Гц, по ЭМА негерметичной гермокамеры – 1 290 Гц (табл. 4). Расхождение результатов экспериментального и аналитического анализов составляет 1,5 %.

**В главе 6** представлены результаты использования параметрической модели маховика в процессе модернизации исследуемого ДМ (рис. 11).

Предложенный метод совмещения аналитических расчетов частот 3D-моделей и ЭМА основных элементов конструкции исследуемого ДМ №1, позволил откорректировать значения собственной частоты маховика как функции следующих параметров: массы маховика, его момента инерции, изменения размеров элементов маховика – вала и диафрагмы.

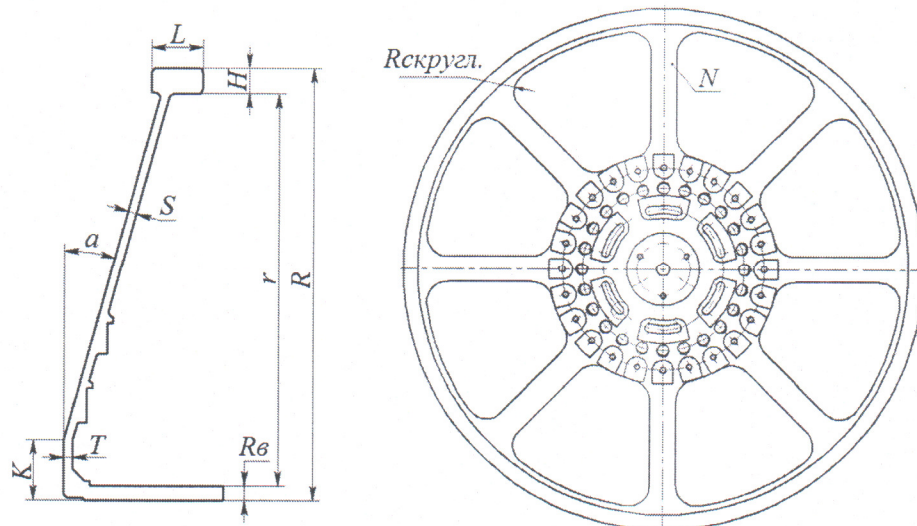


Рис. 11 Конструктивные размеры модели маховика

$R$  – наружный радиус маховика;  $r$  – внутренний радиус маховика;  $L$  – ширина обода;  $H$  – высота обода;  $a$  – угол наклона связующего звена;  $S$  – толщина связующего звена;  $R_{\text{в}}$  – радиус вала;  $T$  – толщина места закрепления вала;  $K$  – ширина места закрепления вала;  $R_{\text{скругл.}}$  – радиус скругления спиц связующего звена;  $N$  – количество спиц.

В результате применения предложенного интегрированного метода, основанного на совокупном анализе результатов экспериментальных исследований методами неразрушающего контроля (определение ВХ в рабочем режиме, ЭМА, определение АЧХ конструкции на вибростенде) и аналитического моделирования удалось в модернизированном маховике увеличить значение расчетной собственной частоты до 130,1 Гц практически без увеличения массы и размеров маховика, что позволило «увести» собственную частоту исследуемого ДМ за пределы рабочего диапазона угловых скоростей.

На рис. 12 приведены результаты сравнения испытаний исследуемого ДМ (до и после модернизации).

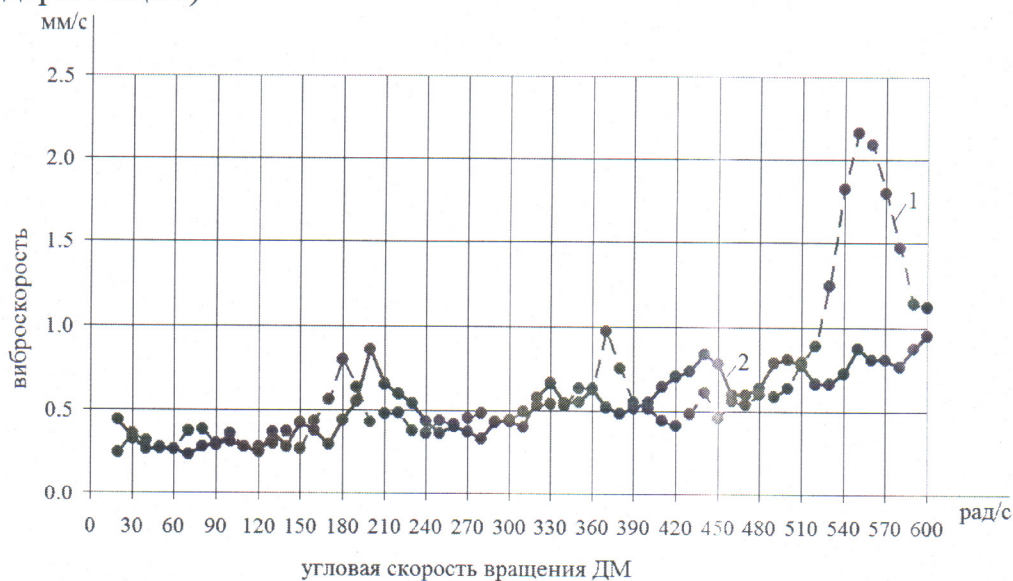


Рис. 12 Сравнение ВХ негерметичных конструкций  
1 – исследуемого ДМ №1 (до модернизации); 2 – ДМ-М (после модернизации)

Резонанс в диапазоне угловой скорости вращения 150 – 230 рад/с, как было показано в 4 главе диссертации, не исчез и причина его - наличие собственной частоты шарикоподшипника.

На рис. 13 представлены ВХ герметичной и негерметичной конструкции исследуемого ДМ-М.

ВХ герметичной конструкции ДМ-М соответствует ВХ его негерметичной конструкции. Полученные в процессе испытаний ВХ негерметичной / герметичной конструкций ДМ-М доказали правильность теоретических предположений о причинах возникновения резонанса конструкции.

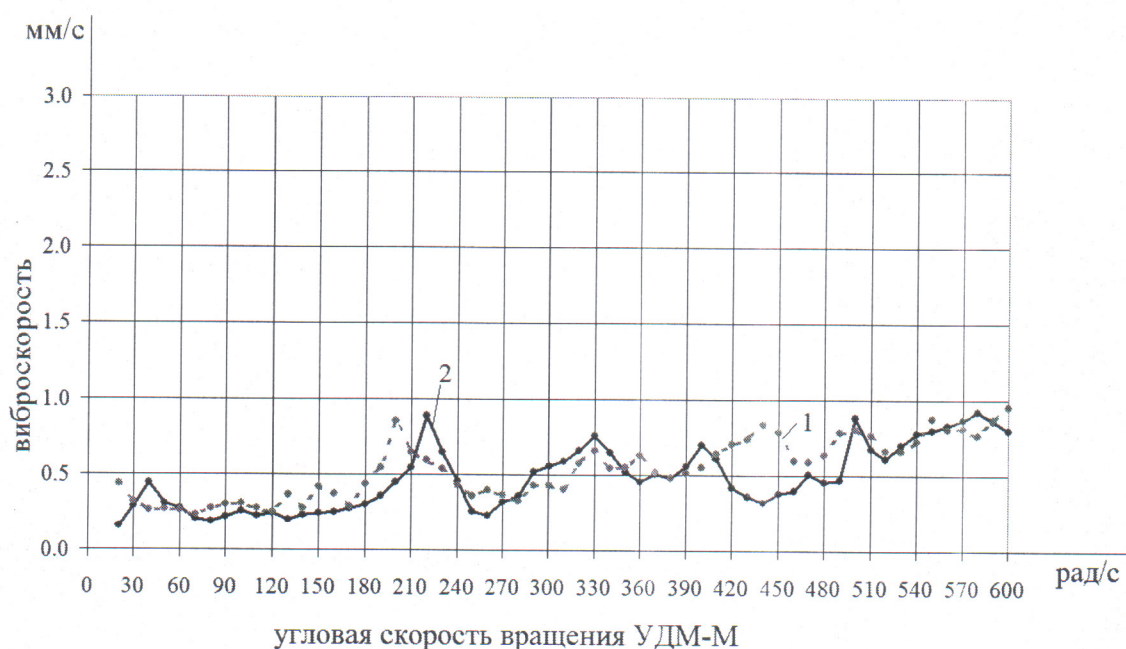


Рис. 13 Сравнение ВХ конструкции ДМ-М  
1 – негерметичной; 2 – герметичной.

Проведенные исследования объективно показали эффективность разработанных методик анализа результатов экспериментальных исследований для реализации интегрированного подхода к улучшению частотных характеристик конструкции ДМ на этапе квалификационных испытаний.

**В приложениях** приведены вибрационные и амплитудно-частотные характеристики ДМ исследуемого типа, используемые для проведения статистического анализа и акт о внедрении результатов диссертационной работы.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Основные результаты диссертационной работы заключаются:

1. Разработаны технические и методологические решения выявления на более качественном уровне параметров колебаний динамического спектра рабочего диапазона угловой скорости электродвигателей-маховиков систем ориентации космического аппарата.

2. Разработан интегрированный подход, позволяющий определять частотные характеристики конструкций электродвигателей-маховиков на более высоком уровне, основанный на выявлении резонансных частот с использованием современных методов вибродиагностики (экспериментального модального анализа, определения характеристик в рабочем и в нерабочем режимах) на этапе разработки.

3. Модернизирован программный модуль анализа виброактивного спектра вибрации, что позволяет расширить возможности измерительного комплекса при определении частотного спектра в рабочем диапазоне угловых скоростей изготавливаемых приборов.

4. Разработаны методики и апробировано измерительное оборудование, позволяющее однозначно выявлять причины механических резонансов в рабочем диапазоне рабочих скоростей электродвигателя-маховика.

5. Внедрены в процесс квалификационных испытаний нормированные характеристики, определяющие уровни частотного спектра элементов конструкции электродвигателя-маховика, что позволяет повысить качество выпускаемой продукции в ОАО «НПЦ «Полюс».

6. Предложены и внедрены параметрические модели элементов конструкции электродвигателя-маховика, позволяющие проектировать конструкцию, удовлетворяющую современным требованиям.

7. Разработана методика численного определения параметров вибраций элементов конструкции электродвигателя-маховика, возникающих из-за наличия собственных частот шарикоподшипникового узла и недостаточной жесткости элементов конструкции.

8. Результаты квалификационных испытаний по разработанным методикам показали целесообразность интегрирования экспериментального модального анализа в процесс проектирования.

9. Результаты работы и методики внедрены на предприятии ОАО «НПЦ «Полюс» в этап квалификационных испытаний и в производственный процесс изготовления электродвигателя-маховика.

### **Опубликованные работы по теме диссертации**

#### ***Публикации в журналах, рекомендованных ВАК:***

1. 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.

2. Влияние жесткости силовых элементов конструкции на величину критической скорости исполнительного органа на базе управляемого по скорости двигателя-маховика (УДМ) / Ю.А. Бритова, В.С. Дмитриев, А.А. Васильцов, И.С. Костарев // Контроль. Диагностика. – 2012. – №11.

3. Бритова Ю.А. Частотный анализ шарикоподшипниковой опоры исполнительного органа на базе управляемого двигателя-маховика, применяемого

для управления ориентацией космического аппарата // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 3 (<http://www.science-education.ru>).

***Публикации в центральной печати:***

4. Неразрушающий контроль качества конструкции управляемых по скорости двигателей-маховиков для систем ориентации космических аппаратов на этапах экспериментальной отработки / Бритова Ю.А. // Вестник Сибири. № 4 (5), 2012. – С. 83-88 (<http://sjs.tpu.ru>).

5. Уровень современного технического развития измерительных систем, применяемых для оценки технического состояния электромеханических исполнительных органов космических аппаратов / Бритова Ю.А. // Вестник Сибири. № 4 (5), 2012. – С. 139-143 (<http://sjs.tpu.ru>).

***Публикации в других научно-технических изданиях:***

6. Определение прочностных характеристик конструкций методом экспериментального модального анализа / Ю.А. Бритова, В.Я. Андросов // Механика и процессы управления. Труды XXXIX Уральского семинара, посвященного 85-летию со дня рождения академика В.П. Макеева. – Екатеринбург: УрО РАН, 2009. – С. 201-208.

7. Стенд для измерения возмущающих моментов гиродина / Бритова Ю.А., Лянзбург В.П., Андросов В.Я., Васильцов А.А., Плотников А.В. // Электронные и электромеханические системы и устройства: сб. науч. тр. – Томск: Изд-во НТЛ, 2011. – С. 414 - 419.

8. Статистический анализ вибрационных характеристик двигателей-маховиков / Бритова Ю.А., Плотников А.В., Андросов В.Я. // Электронные и электромеханические системы и устройства: сб. науч. тр. – Томск: Изд-во НТЛ, 2011. – С. 487 - 492.

9. Определение собственных частот конструкции управляемых двигателей-маховиков / Бритова Ю.А., Плотников А.В. // Разработка, производство, испытания и эксплуатация космических аппаратов и систем: Материалы научно-технической конференции молодых специалистов ОАО «Информационные спутниковые системы» имени академика М.Ф. Решетнева, посвященной 50-летию полёта в космос Ю.А. Гагарина. – Железногорск: Изд-во Класс Плюс, 2011. – С. 213-215.

10. Источники механической вибрации электромеханического исполнительного органа систем ориентации космического аппарата / Бритова Ю.А. // Неразрушающий контроль: сборник научных трудов II Всероссийской научно-практической конференции «Неразрушающий контроль: электронное приборостроение, технологии, безопасность». В 2 т. Т. 2 / Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – С. 97 - 100.

11. Интегрированный подход к улучшению вибрационных характеристик электромеханических исполнительных органов малых космических аппаратов / Бритова Ю.А. // Неразрушающий контроль: сборник научных трудов II

Всероссийской научно-практической конференции «Неразрушающий контроль: электронное приборостроение, технологии, безопасность». В 2 т. Т. 2 / Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – С. 23 - 25.

12. Математическая модель управляемого двигателя-маховика / Бритова Ю.А. // *Неразрушающий контроль: сборник научных трудов II Всероссийской научно-практической конференции «Неразрушающий контроль: электронное приборостроение, технологии, безопасность»*. В 2 т. Т. 2 / Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – С. 107 - 110.

13. Уровень развития измерительной техники, применяемой для оценки технического состояния электромеханического исполнительного органа / Бритова Ю.А. // *Неразрушающий контроль: сборник научных трудов II Всероссийской научно-практической конференции «Неразрушающий контроль: электронное приборостроение, технологии, безопасность»*. В 2 т. Т. 2 / Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – С. 101 - 104.